Université du Québec à Chicoutimi

MODULE D'INGÉNIERIE
PROGRAMME GÉNIE MÉACANIQUE
6GIN555 PROJET DE SYNTHÈSE

Rapport final

Projet : 2011-259

Tronçonneur-fendeur

Préparé par

Mélissa Fortin

Pour

Mélissa Fortin
Projet personnel

7 avril 2012

CONSEILLER : Lyne St-Georges
COORDONNATEUR : Jacques Paradis, ing

Approbation du rapport d’étape pour diffusion
Nom du conseiller
Date
Signature

Remerciements

Un remerciement spécial est fait à M. André Lapierre de chez Produits Forestiers Résolu, M. Alain Boucher de chez Rematech, M. Jasmin Fortin de chez Inotech optimisation de scierie et M. Michel Picard de chez JA mec pour m'avoir aidée à mener ce projet à terme.

Résumé

Dans la société actuelle, le chauffage à l'aide du bois est encore considéré comme d'actualité. Sa préparation reste cependant une corvée pour bien des gens. Le but de ce présent rapport est d'entreprendre la conception d'une machine amoindrissant l'effort des personnes concernées en assemblant l'étape du tronçonnage et du fendage du bois. Le but du projet était de faire une machine facile d'utilisation pour tous, ayant un coût de fabrication le moins élevé possible et étant transportable facilement par un véhicule commun.

Étant donné que la conception complète de ladite machine comprenant les plans de fabrication et le manuel d'utilisation serait trop longue à faire pour une seule personne, le projet inclura un croquis de la machine final, le choix des principales composantes mécaniques qui composeront la machine, un schéma hydraulique, un aperçu des lieux qui seront à risque dans la machine et les dimensions des dispositifs de sécurité à installer.

Avant de procéder aux calculs de composantes, une recherche sur la matière à produire, le bois de chauffage, a été réalisée afin de mieux cerner le sujet. Par la suite, divers tronçonneurs-fendeurs ont été analysés et les diverses façons de construire les parties de la machine ont été observées afin de les comparer entre elles et de concevoir le tronçonneur-fendeur optimal.

Une fois le type d'équipements qui composeront le tronçonneur-fendeur choisi, les calculs permettant de dimensionner les pièces ont pu être commencés. Un bref schéma de l'allure de la machine a été réalisé pour faciliter le tout. Sur les convoyeurs, les roulements, la courroie, les rouleaux, les moteurs et les pompes ont pu être choisis ainsi que les composantes se rattachant à elles tels les attaches de courroie et les manchons coniques. Par rapport à la section tronçonneur et fendeur, la scie a été choisie, le vérin du fendeur dimensionné ainsi que les pompes allant alimenter le tout.

Afin de mieux visualiser les composantes nécessaires au niveau de l'hydraulique, un schéma a été réalisé. À partir de ce dernier, les composantes restantes ont pu être dimensionnées tel le moteur diesel alimentant toute la machine.

Une fois les principales composantes dimensionnées, les principales sources de dangers ont pu être ciblées et les distances de sécurité qui devront être respectées lors de la conception des dispositifs de sécurité ont été données.

Malgré tout le travail accompli, il reste une panoplie de choses à voir et compléter pour avoir la machine parfaite. Mais ce sera dans un autre projet.

Table des matières

Liste des tableaux et figures

1. Introduction

Dans le cadre du projet 5 crédits, une machine permettant de rendre moins pénible la tâche qu'est de préparer le bois de chauffage en vue de l'hiver a commencée à être conçue. En effet, le sujet à traiter, une bûche de bois de chauffage, a été étudié. Par la suite, une analyse approfondie des divers équipements pouvant faire partie de la machine a été réalisée. Un croquis de l'allure générale du tronçonneur-fendeur a été réalisé sans détail de positions ou de dimensions précises. Les pièces maitresses ont ensuite été choisies en essayant de faire un choix minimisant le prix de la machine. Aucune étude de prix ou demande de soumission n'a été effectuée. Le prix a été optimisé en choisissant des pièces de nature moins dispendieuse seulement. Afin de terminer le choix des pièces maitresses, un schéma hydraulique a été réalisé. À partir de ce dernier, des pièces plus anodines tels un reniflard et des pièces cruciales telles le moteur diesel ont pu être choisies. Ensuite, les risques potentiels les plus flagrants ont été pointés avec les dimensions à respecter selon les normes prônées par la CSST. Les plans de fabrication, une étude détaillée des prix permettant de choisir les fournisseurs les moins dispendieux ainsi que le dimensionnent des composantes moins critiques se feront dans le cadre d'un autre projet.

1. Présentation du projet

1.1 Description de l’équipe de travail

Le présent projet de conception a été réalisé seul. Or, sans l'aide de conseillers provenant de l'industrie, sa réalisation aurait été difficile. Il est donc possible de dire que l'équipe de travail englobait aussi M. André Lapierre de chez Produits Forestiers Résolu, M. Alain Boucher de chez Rematech et M. Jasmin Fortin de chez Inotech optimisation de scierie, pour ne nommer que ces personnes.

1.2 Problématique et état de l’art reliés au projet

Le haut du Lac-Saint-Jean est reconnu pour l’importance de sa ressource naturelle : le bois. Une grande partie des– habitants de ce secteur s’en sert comme source d’énergie pour chauffer leur maison. Mais pour en arriver là, les arbres de la forêt doivent être abattus, ébranchés, tronçonnés en sections et fendus à la dimension nécessaire. Le présent projet vise à rassembler en une seule étape –les étapes de tronçonnage et de fendage en créant une machine capable de faire le tout.

Présentement, la plupart des gens tronçonnent les arbres ébranchés avec une scie à chaine et ensuite, utilisent un fendeur, souvent de fabrication maison, pour fendre les bûches formées précédemment. Ils font abattre et ébrancher les arbres par un particulier ou les achètent déjà sous cette forme. Dans certains cas, ils abattent et ébranchent eux même leurs arbres. Or, ce n’est pas ces étapes qui seront étudiées.

La transformation du tronc d’arbre en bûche avec la scie à chaine et le fendeur nécessite deux étapes de manipulations, ce qui veut dire deux fois plus d’efforts physiques, donc de risques de blessures. De plus, ces fendeurs maison sont souvent

dangereux, car ils ne disposent pas de la protection nécessaire proposée par le site internet de la CSST. Et finalement, exécuter deux étapes pour arriver à une bûche exploitable nécessite beaucoup plus de temps qu'en exécuter seulement une.

Afin de savoir en quoi consisterait une machine pouvant tronçonner et fendre une bille de bois, beaucoup de recherches concernant les tronçonneurs-fendeurs existants ont été faites à partir des sites internet de constructeurs de machineries forestières. En voici la liste de références :

[1] Apache Forest Products inc., [en ligne];
http://apacheforest.com/index.html;
Consulté le 14 septembre 2011.

[2] Hud-son Forest Equiepement inc. [en ligne];
http://www.hud-son.com/index.html;
Consulté le 14 septembre 2011.

[3] Moye-Picard Salt; [en ligne];
http://www.moyne-picard.fr/combine-rca-400-joy.html;
Consulté le 10 octobre 2011.

Sur chacun de ces sites, on peut voir les tronçonneurs-fendeurs de ces compagnies avec leur description technique.

Afin de dimensionner de façon adéquate les composantes du tronçonneur-fendeur, une recherche concernant les essences de bois les plus utilisées au Canada ainsi que la dimension optimale des bûches de bois a été réalisée. En voici la référence :

[4] Gouvernement du Canada. Du bon bois de chauffage : la clé d'un chauffage au bois efficace. [en ligne];
http://www.creat08.ca/pdf/even_coll/bois/FicheinfoBoisdechauffage.pdf;
Consulté le 17 octobre 2011.

Pour calculer les composantes mécaniques, les livres suivants ont été consultés :

[5] G. BUDYNAS, Richard; NISBETT, J. Keith (2011) Shigley's Mechanical Engineering Design 9th ed. New York: Mc Graw Hill, 1082 p.

[6]BAZERGUI, André; BUI-QUOC, Thang; BIRON, André (2002) Résistance des matériaux troisième édition. Montréal : Presses internationnales Polytechnique, 715 p.

[7] Martin Sprocket (2010) Heavy Duty conveyor pulleys. Arlington: Martin Sprocket, 38 p.

[8] NTN corporation(2007) Bearing Units (Cat. No. 2400-IX/E). États-Unis: NTN Corporation, 507 p.

[9] Goodyear (année inconnue), Wood Sawyer Plus and Wood Sawyer, 6 p.

[10] Flexco (2003), Systèmes d'agrafes Flexco pour applications Lourdes. États-Unis : Flexco, 28 p.

[11] Strongco (année inconnue) Rouleaux Transporteurs.

[12] ST-GEORGES, Lyne (2011), Notes de cours du cours Calcul et conception de machines. Saguenay : Université du Québec à Chicoutimi, 11 chapitres.

Des gens ont aussi été contactés. Parmi eux, on retrouve M. André Lapierre, hydraulicien avec plus de 30 ans d'expérience travaillant présentement chez Produits Forestiers Résolu. M. Alain Boucher de chez Rematech, divison Bremo m'a conseillé au niveau des courroies à utiliser. Sinon, M. Jasmin Fortin, responsable du service après-vente et de la modification d'équipements sur place pour Inotech optimisation de scierie m'a parlé de son expérience avec les diverses scies possibles. M. Michel Picard, technicien avec plus de 15 ans d'expérience travaillant présentement chez JA mec m'a conseillé sur la conception des équipements forestiers.

Cette bibliographie n'est qu'un aperçu de tous les sites consultés. En effet, les sites internet des compagnies Parker, Permco, Bosh, Mazorcchi, etc. ont été aussi épluchés.

2. Objectifs généraux et spécifiques du projet

L'objectif de ce projet est de concevoir une machine qui tronçonne des billes de 8 pieds ou de 16 pieds en bûches de dimensions convenables. Par la suite cette même machine devra prendre le billot formé et le fendre en 2 ou en 4, selon les besoins. Ces opérations devront être faites automatiquement ou par opération à distance, ce sera à décider lors de la conception. Il devra y avoir le moins d'interventions humaines possible. Le tronçonneur-fendeur devra avoir un coût de fabrication moindre, devra être transportable par un VTT ou un camion de type « pick-up » et devra être extrêmement sécuritaire. De préférence, il devra avoir les dispositifs de sécurité recommandés par la CSST. Monsieur ou madame Tout-le-Monde devra pouvoir s'en procurer un et devra être capable de l'utiliser. Il devra être fait à prix modique. Ces objectifs sont maintenus depuis le début.

On peut cependant affirmer que les objectifs principaux sont d'avoir des coûts abordables, de minimiser les dimensions de la machine et de minimiser les interventions humaines.

Depuis le dépôt du plan de projet, l'objectif d'automatiser la machine a été abandonné afin de respecter l'objectif de réduire les coûts de fabrication. Au niveau des coûts, une optimisation sommaire a été réalisée. Aucune optimisation de coût n'a été réalisée à partir de soumissions en essayant de trouver la marque de produit la moins dispendieuse, mais des composantes de nature moins dispendieuse ont été choisies (exemple: choisir une pompe à engrenage au lieu d'une pompe à piston). Au niveau du transport facile de la machine, le fait de lui mettre des roues et de replier les parties de la machine trop volumineuses sur elles-mêmes font que l'objectif est atteint.

3. Aspects techniques et éléments de conception relatifs au projet

3.1 Produit à fabriquer

3.1.1 Les essences de bois utilisées

Pour effectuer une conception adéquate, il faut avant tout connaître le produit à fabriquer : le bois de chauffage.

Tous les types de bois sont similaires au niveau de leur composition chimique. Or, la densité d'une sorte de bois va avoir un impact significatif sur son comportement dans le feu et sa valeur comme bois de chauffage. Les bois durs et denses, tels l'érable et le chêne, ont une valeur énergétique par corde plus élevée ce qui entraine un dégagement de chaleur plus important au niveau de la chambre de combustion. Ils produisent également des feux et de la braise qui durent plus longtemps. À titre comparatif, des bois tendres, tel le pin l'épinette et le peuplier, brûlent plus rapidement et produisent une braise qui s'éteint rapidement. Ces informations indiquent donc que le tronçonneur-fendeur devra pouvoir s'occuper de bois extrêmement durs.

Au Canada, diverses essences de bois sont privilégiées comme bois de chauffage. La liste qui suit classe ces types de bois selon leur densité, du plus dur au moins dur.

Tableau 1 Essences de bois utilisés comme bois de chauffage au Canada de la plus dure à la moins dure (réf. 4)

Bois plus durs (brûlent plus longtemps)	Bois de fer
	Orme liège
	Caryer
	Chêne
	Érable à sucre
	Hêtre
	Bouleau jaune
	Frêne
	Orme rouge
	Érable rouge
Bois moins durs (brûlent plus rapidement)	Mélèze
	Sapin de Douglas
	Bouleau blanc
	Érable négondo
	Aulne rouge
	Pruche
	Peuplier
	Pin
	Tilleul
	Épinette
	Baumier

Même si les essences de bois nommées tout en bas de la liste sont moins denses, elles constituent un excellent bois de chauffage au printemps et à l'automne, car elles facilitent le contrôle de la chaleur et n'ont pas tendance à surchauffer la maison.

3.1.2 La dimension du produit

4.1.2.1 La longueur des bûches

Des morceaux plus courts sont plus faciles à manipuler et préférables à des morceaux trop longs. Il faut réellement faire attention à la longueur des morceaux, car ceux légèrement trop longs peuvent rendre l'alimentation du feu difficile jusqu'à impossible. Des bûches dont la longueur varie de plus de 5 cm (2 pouces) sont un signe de piètre qualité et peuvent causer des problèmes lors du chargement de la chambre de combustion du poêle, de la chaudière ou du foyer. Pour une manutention des bûches sans contrainte et une alimentation de l'appareil de combustion facile dans la plupart des cas, des morceaux d'une longueur de 35cm -à 40 cm (14 à 16 pouces) sont idéaux.

4.1.2.2 Le diamètre des bûches

On remarque que le bois de chauffage commercial n'est habituellement pas fendu assez petit pour préparer un feu et l'entretenir adéquatement. Les gros morceaux de bois vont couver plus longtemps et les plus petits vont s'enflammer rapidement. Par temps doux ou pour obtenir un feu vif, de petits morceaux de bois conviennent mieux. Par temps froid, chaque brassée devrait être composée de petits morceaux qui s'enflammeront rapidement et de morceaux plus gros qui brûleront lentement et pendant des heures. Idéalement, le bois devrait être fendu en tailles différentes, allant de 7,5 cm (3 pouces) à 15 centimètres (6 pouces) mesurés sur la coupe transversale la plus large.

En résumé, le bois de chauffage idéal contient des morceaux de longueurs uniformes, mais avec des diamètres variés.

3.2 Recherche de solutions

On peut diviser le tronçonneur-fendeur en 4 parties : l'entrée, le tronçonneur, le fendeur, la sortie. À cela, on peut ajouter des accessoires, si le temps le permet. Les 4 parties énumérées précédemment seront évaluées individuellement.

3.2.1 L'entrée

Afin de faire pénétrer un tronc d'arbre ébranché dans une machine forestière industrielle, 3 façons sont souvent utilisées. Ces mêmes façons de faire seront analysées dans le cas du tronçonneur fendeur.

4.2.1.1 Un convoyeur

Il suffirait alors de placer les billes sur un convoyeur du style de la figure 1. Ce dernier serait motorisé. Suite à un signal donné, il ferait avancer la bille dans la machine jusqu'à un point donné.



Figure 1 Aperçu d'un convoyeur

4.2.1.2 Des rouleaux à pics motorisés

Il suffirait de mettre 4 rouleaux à pics verticaux qui seraient motorisés et qui pourraient bouger latéralement. Il y aurait 2 rouleaux par côté du tronc. Ces derniers se refermeraient sur le tronc et l'entraineraient dans la machine jusqu'à un point donné. La figure 2 montre un aperçu des rouleaux à pics. En réalité, les rouleaux utilisés seraient beaucoup plus petits. Ils ne seraient pas orientés de cette façon non plus.



Figure 2 Aperçu de rouleaux à pics

4.2.1.3 Des rouleaux presseurs motorisés

Comme pour les écorceurs de marque Nicholson (figure 3), il y aurait des rouleaux horizontaux qui se refermeraient sur le tronc d'arbre et l'entrainerait jusqu'à un point donné dans la machine. Ces rouleaux seraient donc motorisés avec une possibilité de mouvements verticaux. Il y aurait 4 rouleaux : 2 en haut du tronc et 2 en bas du tronc.



Figure 3 Aperçu de rouleaux presseurs

4.2.1.4 Tôle de fer, sans motorisation

La dernière option serait de ne rien mettre d'autre qu'une tôle bien lisse et c'est l'utilisateur du tronçonneur-fendeur qui tirerait sur la bille pour l'avancer dans la machine.

3.2.2 Le tronçonneur

4.2.2.1 Une scie à chaine

Comme pour la majorité des types de tronçonneurs-fendeurs sur le marché, une scie à chaine pourrait être utilisée comme on le voit sur la figure 4.



Figure 4 Aperçu d'un tronçonneur avec scie à chaine

4.2.2.2 Une scie circulaire

D'autres types de tronçonneur-fendeur sur le marché utilisent une scie circulaire comme on peut le voir sur la figure suivante :



Figure 5 Aperçu d'un tronçonneur avec scie ronde

4.2.2.3 Une scie à ruban

Il suffirait d'utiliser une scie à ruban pour tronçonner le bois.

3.2.3 Le fendeur

Le fendeur à partir d'un vérin hydraulique est adopté par à peu près tous les fendeurs québécois pour sa rapidité et sa grande puissance. C'est donc ce type de mécanisme qui sera adopté dans le tronçonneur-fendeur.

3.2.4 La sortie

4.2.4.1 Un convoyeur

Il serait possible de mettre un convoyeur à courroie à la sortie du tronçonneur. Ce dernier pourrait s'incliner de façon à apporter les bûches directement dans la boîte d'un camion ou dans un autre contenant.

4.2.4.2 Ne rien mettre

Il serait possible de laisser tomber les bûches sur le sol et l'utilisateur devrait les ramasser pour les déposer où désiré.

3.3 Étude de faisabilité

Il est possible d'éliminer des solutions inappropriées à partir de l'étude de faisabilité. Cette dernière se fera à partir des aspects physique, économique et temporel. Le volet environnemental a été mis de côté, car il est semblable pour chacune des solutions proposées. Le volet santé et sécurité a été ajouté, car on est en présence d'une machine dangereuse.

3.3.1 Étude de faisabilité de l'entrée

Le tableau 2 présente l'étude de faisabilité pour l'entrée du tronçonneur – fendeur. Cette analyse considère les aspects physiques, économiques, temporels et l'impact sur la santé-sécurité de chaque solution envisagée.

Tableau 2 Étude de faisabilité de l'entrée de la machine

Aspect considéré	4.2.1.1 Un convoyeur	4.2.1.2 Des rouleaux à pics motorisés	4.2.1.3 Des rouleaux presseurs motorisés	4.2.1.4 Ne mettre qu'une tôle de fer et rien de motorisé
Physique	Cet instrument est utilisé dans les scieries pour transporter les billots de bois. Bien dimensionné, il supportera la charge.	Cet instrument est utilisé dans les scieries pour transporter les billots de bois. Bien dimensionné, il supportera la charge.	Cet instrument est utilisé dans les scieries pour transporter les billots de bois. Bien dimensionné, il supportera la charge.	Elle devra être assez épaisse pour supporter le poids de la bille et risque de se bosser avec le temps.
Économique	Devrait couter 2000$, s'il reste court et que la main d'œuvre est bon marché.	Devrait coûter environ 5000$. Cela coutera plus cher que le convoyeur dû à l'usinage. Pour ce prix, la main d'œuvre devra être bon marché.	Devrait coûter 5000$. Cela coutera plus cher que le convoyeur dû à l'usinage. Pour ce prix, la main d'œuvre devra être bon marché.	Très économique. Devrait couter moins de 100$, tout dépend du prix du fer.
Temporel	Si on change les composantes mécaniques au temps recommandé par leur fabricant et qu'on entretient la machine comme recommandé, le convoyeur sera bon pour plus de 40 ans.	Si on change les composantes mécaniques au temps recommandé par leur fabricant et qu'on entretient la machine comme recommandé, ce mécanisme sera bon pour longtemps (aucune estimation de temps disponible). Cependant, les pics le composant seront à changer régulièrement pour cause d'usure.	Si on change les composantes mécaniques au temps recommandé par leur fabricant et qu'on entretient la machine comme recommandé, ce mécanisme sera bon pour longtemps (aucune estimation de temps disponible). Cependant, les rouleaux le composant seront à changer régulièrement pour cause d'usure.	Il faudra changer la tôle régulièrement pour cause d'usure. Il faudra aussi effectuer un travail de restauration sur cette dernière régulièrement.
Santé et sécurité	Si les bons dispositifs de sécurité sont mis comme le recommande la CSST, cette machine sera sécuritaire.	Si les bons dispositifs de sécurité sont mis comme le recommande la CSST, cette machine sera sécuritaire.	Si les bons dispositifs de sécurité sont mis comme le recommande la CSST, cette machine sera sécuritaire.	Les manipulations engendrées nécessitent un effort physique et peuvent apporter des douleurs au dos, aux épaules et aux avant-bras. Il y a aussi un risque de coincement des mains entre la bûche et la tôle.
Décision	Acceptée	Refusée	Refusée	Refusée

Il est à noter que la solution 4.2.1.2 et 4.2.1.3 ont été refusées à cause de leur coût de fabrication trop élevé. La solution 4.2.1.4 a été refusée à cause de son risque pour la santé de l'utilisateur. La solution 4.2.1.1 représente le meilleur compromis.

3.3.2 Étude de faisabilité du tronçonneur

Le tableau 3 présente l'étude de faisabilité pour le tronçonneur. Cette analyse considère les aspects physiques, économiques, temporels et l'impact sur la santé-sécurité de chaque solution envisagée.

Tableau 3 Étude de faisabilité du tronçonneur

Aspect considéré	4.2.2.1 Une scie à chaine	4.2.2.2 Une scie circulaire	4.2.2.3 Une scie à ruban
Physique	Cette machine a déjà fait ses preuves.	Cette machine a déjà fait ses preuves.	Cette machine est très faible lorsque l'on pousse sur elle de côté. Elle risque de briser si, par accident, une force latérale est exercée dessus.
Économique	Une chaine de scie à chaine ne coute pas très cher. Ici, on néglige la mécanique, car on l'évalue de même prix que celle des autres options.	Une lame de scie circulaire de 24 pouces de diamètre peut coûter jusqu'à 500$. Ici, on néglige la mécanique, car on l'évalue de même prix que celle des autres options.	La lame d'une scie à ruban est très peu couteuse. Ici, on néglige la mécanique, car on l'évalue de même prix que celle des autres options.
Temporel	Il faudra affuter la lame de temps en temps. L'affûtage de ce genre de lame est faisable par n'importe qui ayant suivi une courte formation auprès d'un expert.	Il faudra affuter la lame de temps en temps. L'affûtage nécessite cependant une certaine connaissance et les machines appropriées.	Il faudra affuter la lame de temps en temps. L'affûtage de ce genre de lame est faisable par n'importe qui ayant suivi une courte formation auprès d'un expert.
Santé et sécurité	Si les bons dispositifs de sécurité sont mis comme le recommande la CSST, cette machine sera sécuritaire.	Si les bons dispositifs de sécurité sont mis comme le recommande la CSST, cette machine sera sécuritaire.	Si les bons dispositifs de sécurité sont mis comme le recommande la CSST, cette machine sera sécuritaire.
Décision	Acceptée	Refusée	Acceptée

La solution 4.2.2.1 a été acceptée, car aucun problème apparent n'a été détecté. La scie circulaire de la solution 4.2.2.2 est une option trop dispendieuse pour être acceptée. Il est possible de bloquer les mouvements latéraux pouvant briser la lame de la scie à ruban donc l'option 4.2.2.3 reste envisageable. Le choix entre les 2 solutions retenues sera fait lors de l'étude préliminaire.

3.3.3 Étude de faisabilité de la sortie

Le tableau 4 présente l'étude de faisabilité pour la sortie du tronçonneur – fendeur. Cette analyse considère les aspects physiques, économiques, temporels et l'impact sur la santé-sécurité de chaque solution envisagée.

Tableau 4 Étude de faisabilité de la sortie de la machine

Aspect considéré	4.2.3.1 Un convoyeur	4.2.3.2 Ne rien mettre
Physique	Cette machine a déjà fait ses preuves.	Non applicable ici.
Économique	Devrait couter 2000$, s'il reste court et que la main d'œuvre est bon marché.	Il n'y a rien donc ça ne coute rien.
Temporel	Si on change les composantes mécaniques au temps recommandé par leur fabricant et qu'on entretient la machine comme recommandé, le convoyeur sera bon pour au-dessus de 40 ans.	Non applicable ici.
Santé et sécurité	Si les bons dispositifs de sécurité sont mis comme le recommande la CSST, cette machine sera sécuritaire.	Les manipulations engendrées nécessitent un effort physique et peuvent apporter des douleurs au dos, aux épaules et aux avant-bras.
Décision	Acceptée	Refusée

La solution 4.2.3.2 a été refusée à cause de son risque pour la santé de l'utilisateur. La solution 4.2.3.1 représente le meilleur compromis.

3.4 Étude préliminaire

L'étude de faisabilité a permis de faire pratiquement tous les choix de composantes sauf pour le tronçonneur. Dans ce cas-ci, étant donné qu'il est difficile de trouver de bons paramètres à comparer en ce qui a trait à la scie à chaine et à la scie à ruban, un équipementier spécialisé dans l'industrie forestière a été consulté (Inotech optimisation de scierie). L'avis de cette compagnie est que, vu la fragilité de la lame et le fait que le bois n'est pas soutenu à la sortie de la scie (risques de coincement), cette solution est peu envisageable. Les risques de bris liés à l'emploi de la scie à ruban sont alors plus grands. Des gens peu habitués avec les machines coupantes seront alors portés à essayer de réparer ou changer la lame. Moins il y aura d'interventions sur cette machine, mieux ce sera pour la sécurité des gens. De plus, l'aiguisage de lame de scie à chaine est plus commun que celui d'une scie à ruban. Par conséquent, la population sera plus attirée vers quelque chose qu'elle connait : la scie à chaine.

Grâce à ces arguments, les calculs liés à l'étude préliminaire n'ont pas été jugés nécessaires.

3.5 Prise de décision

Comme les différentes composantes du tronçonneur fendeur fonctionnent de manière quasi entièrement indépendante, il est possible de combiner les meilleurs éléments pour chaque composante et de les combiner pour obtenir la meilleure solution. La solution retenue est donc la suivante :

Entrée de la machine : convoyeur
Tronçonneur : scie à chaine
Fendeur : vérin hydraulique
Sortie : convoyeur

3.6 Raffinement des solutions

Dans le raffinement des solutions, chaque élément du tronçonneur-fendeur sera évalué individuellement. On retrouvera une section traitant le convoyeur d'entrée, le convoyeur de sortie, le tronçonneur, le fendeur et le schéma du système hydraulique associé à la machine.

3.6.1 Aperçu de la machine

En annexe F, on retrouve un croquis du tronçonneur fendeur déployé et replié. Ce croquis présente la position relative des éléments dans la machine. Il est à noter que les éléments tels le refroidisseur et le moteur peuvent être en partie à l'extérieur du coffrage. Lors de la réalisation des plans de détails, les éléments tel le pivot pourront être dimensionnés adéquatement.

3.6.2 Le convoyeur d'entrée

Le convoyeur d'entrée devra être le plus court possible et devra pouvoir se replier sur lui-même grâce à un pivot. Il sera alimenté par un moteur hydraulique. La bille de bois la plus longue qui sera introduite dans le tronçonneur-fendeur aura 16 pieds (4,88m). Des billes de diverses longueurs (de 8 pieds -2,44 m par exemple) seront aussi traitées. Afin d'obtenir le meilleur compromis entre le soutien des billes de bois et un convoyeur court et léger, la longueur de ce convoyeur sera de 10 pieds (2,74 m). Pour assurer un meilleur soutien de la bille de bois de 16 pieds, un petit rouleau non motorisé pourra être mis en place (placé sous le convoyeur et sorti au besoin), pour donner plus de soutien pour une longueur maximale de 3 pieds. Le convoyeur sera intégré au boitier de la machine sur une longueur de 4 pieds (1,22 m). C'est suite à ces 4 pieds que le pivot sera installé pour que le convoyeur se plie pour le transport.

Le convoyeur aura aussi de petits côtés afin d'éviter qu'une bille de bois ne chute du convoyeur et afin de donner du corps à la tôle soutenant la courroie et la bille à couper. Étant donné que le diamètre maximal des billes de bois qui seront traitées par la machine sera de 15″ (40,64 cm), les côtés auront 9″ de haut. Du côté où les billes seront embarquées sur le convoyeur, le côté ne sera présent qu'à sur une petite section du convoyeur. Si le diamètre maximal suggéré peut sembler excessif, il se justifie par le fait que le pied d'un arbre de 12″ de diamètre (30,48 cm) peut facilement atteindre 15″ de diamètre (45,72 cm). On a pu remarquer sur le terrain que les arbres de 12 ″ de diamètre sont assez communs dans l'univers du bois de chauffage. Il est à noter

qu'une seule bille sera traitée à la fois. Le convoyeur d'entré ne parcourra que 16 ″ entre le départ et l'arrêt de ce dernier soit, la longueur d'une bûche de bois. Il n'aura pas besoin d'aller à une grande vitesse, car de toute façon, jamais il n'aura pas le temps d'atteindre sa vitesse de pointe avant d'avoir parcouru 16 ". Vu la situation, la vitesse maximale du convoyeur sera posée arbitrairement à 1,5 pied par seconde donc 90 pieds par minute (27,43 m/min).

L'utilisation probable de rouleaux porteurs (couramment nommés rouleaux de retour) sera analysée grâce aux données techniques de ces rouleaux. Voici les détails de la conception du convoyeur.

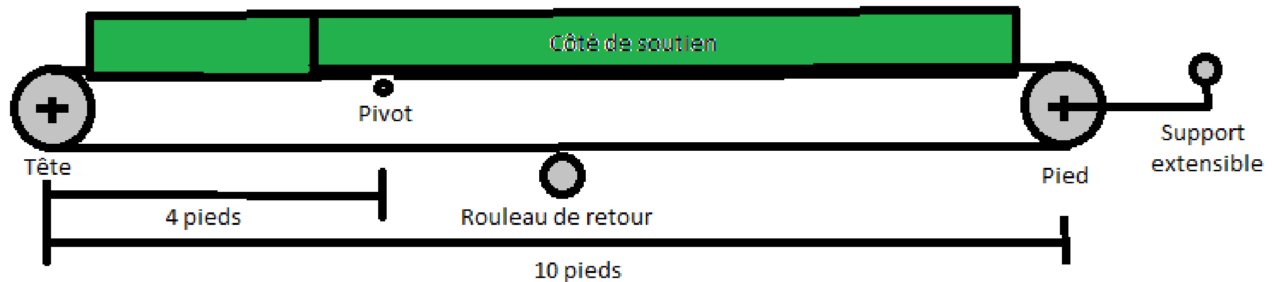


Figure 6 Schéma du convoyeur

4.6.2.1 Paramètres à considérer

Une liste des paramètres à considérer a été dressée et se trouve en annexe E.

4.6.2.2 Poids d'une bille de bois

Pour trouver la charge maximale qui sera supportée par le convoyeur, prenons une bille de bois parfaitement cylindrique de 16 pieds (4,877 m) de long et de 15 pouces (0,381 m) de diamètre. Cela donne donc un volume de 33 929,2 po³ (0,556 m³).

Les billes de bois n'auront pas passé par le processus de séchage donc la densité du bois vert sera donc à analyser. L'orme apparaît dans la liste des types de bois de chauffage utilisés au Canada (tableau 1) et est l'un des bois les plus durs de la liste du tableau 5. Les informations contenues dans ce tableau proviennent de l'Agenda forestier et de l'industrie du bois. La densité est le poids d'un mètre cube en kilogramme. Pour le pouvoir calorifique, les différentes essences sont classées à volume égal et à même degré d'humidité sur la base du pouvoir calorifique de l'hêtre, fixé arbitrairement à 100. Idéalement, il aurait fallu avoir la densité du bois de fer, mais seule sa densité à l'état sec a été trouvée.

Tableau 5 Densité des essences de bois

Essences	Densité des bois		Pouvoir calorifique
	État vert kg/m³	État sec kg/m³	
Épicéa (sapin rouge)	840	470	68
Mélèze	860	580	84
Pin sylvestre (daille)	900	530	78
Sapin blanc	940	450	64
Pin Weymouth	800	400	60
Aulne noir (verne)	950	530	71
Bouleau (biolle)	950	650	93
Charme (charmille)	1000	820	110
Châtaigner	1050	620	89
Chêne	1000	690	96
Érable sycomore	950	620	84
Frêne	900	690	97
Hêtre (foyard)	1000	710	**100**
Orme (ormeau)	1050	680	96
Peuplier euraméricain	850	460	60
Robinier	770	660	97
Tilleul	770	540	76
Peuplier tremble	800	510	60

Le poids de la bille de bois considérée comme la plus imposante possible (W_L) sera donc de 1287,06 lb (583,8 kg).

4.6.2.3 Choix préliminaire de la courroie

Afin de pouvoir connaitre la force que devra subir la courroie, il faudra préalablement poser une sorte de courroie, effectuer certains calculs et valider le choix de courroie. Une courroie de 18 " de large est jugée suffisamment large pour les besoins de la cause. En effet, la bille la plus large admissible dans le tronçonneur fendeur est de 15 " de diamètre. Un espace de 1/2 " sera laissé entre la courroie et les côtés du convoyeur de chaque côté de la courroie. Ainsi, 4 " d'espace sera accordée à la bille de bois qui ne sera pas parfaitement linéaire. De plus, les côtés du convoyeur seront inclinés afin de laisser encore plus de place à ce type de billes.

Initialement, la courroie Wood Sawyer Plus 250 de Goodyear avait été choisie, car elle est composée d'une membrane faite de polyester et de nylon. Ce tissage offre les avantages de la faible élasticité et de la résistance élevée du polyester, combinés à l'excellente force d'attache, la résistance à l'impact et la capacité de la canalisation de l'armature de nylon. Elle a été conçue spécialement pour le transport des billes de bois dans l'industrie forestière. Le grand défaut de cette courroie est qu'elle nécessite des rouleaux de 12" de diamètre. C'est beaucoup trop gros et lourd pour la présente application. Avec le calcul des tensions initialement effectué, on arrivait à la conclusion que cette courroie n'utilisait que 6% de sa tension maximale pour l'application présente. Cette courroie, bien que parfaitement adaptée à la tâche du

déplacement de billes de bois, n'est pas adaptée au convoyeur d'entrée du tronçonneur-fendeur.

La courroie choisie par la suite a été trouvée dans le catalogue « Conveyor belt - Lightweight » de la compagnie Goodyear. C'est la courroie PVG220S2BBb. Plusieurs raisons expliquent le choix d'une courroie PVG220S2 BBb. Premièrement, cette courroie se trouve dans la section en lien avec l'industrie forestière du catalogue. Deuxièmement, un expert de la compagnie Rematech division Bremo Inc., M. Alain Boucher, a été contacter afin d'obtenir ses conseils. Pour l'application présente, il a indiqué que le meilleur rapport résistance/poids des composantes allait être obtenu avec une courroie pour service léger faite entièrement de polyester ayant environ 1/4" d'épais et de 220 PIW. Suite à ses conseils, la courroie PVG220S2BBb a été découverte comme celle répondant le plus à ces caractéristiques. Il est à noter que les conseils de M. Boucher ont été pris avec beaucoup de considérations, car c'est ce dernier qui conseil la compagnie forestière Produits Forestiers Résolu depuis des années. Les caractéristiques de cette dernière se trouvent dans le tableau ci-dessous.

Tableau 6 Caractéristiques de la courroie PVG220S2BBb

	Imperial	Metric
Working Tension	220 PIW	39 KN/M
Number Of Plies	2	2
Fabric Type	Spun Poly	Spun Poly
Top Surface	Brushed	Brushed
Bottom Surface	Brushed	Brushed
Overall Gauge (Approximate)	0.200 in.	5.1 mm
Weight (Approximate)	1.24 lbs/sq.ft.	6.0 kg/s q.m.
Bottom Coefficient Of Friction	0.25 (approx.)	0.25 (approx.)
Minimum Rec. Pulley Diameters	5.0 in.	127 mm
Elongation At Rated Tension	< 2%	< 2%
Working Temperature *	-20 to 180 F	-29 to 82 C

* Low temperature based on intermittent conditions.

Il est à remarquer que la température la moins élevée auquel peut faire face cette courroie est de -29°C. Étant donné que la coupe et la fente du bois sont des activités non commerciales, l'envie des gens à aller faire du bois de chauffage à -29°C a été évaluée comme faible. De plus, dans le manuel de l'utilisateur de la machine, il sera indiqué la limite de température à laquelle il ne faut pas utiliser le tronçonneur-fendeur.

Le poids de cette courroie est de 1,24 lb/pieds². Du livre « Mechanical Engineering Design », on trouve l'équation de la longueur L de la courroie suivante :

$$L = [4C^2 - (D - d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d)$$

Où D est le diamètre du rouleau le plus gros;
d est le diamètre du rouleau le plus petit;
C est la distance centre à centre des rouleaux;
θ_D est l'angle de contact sur le rouleau de tête;
θ_d est l'angle de contact sur le rouleau de pied.

L'angle de contact est posé à 180°. Les diamètres du rouleau de tête et du rouleau de pied seront égaux pour une question d'uniformité. Le diamètre de ces rouleaux est posé à 5 " (0,4167 pied). Il sera ajusté plus tard, selon le résultat des calculs. On obtient alors une courroie de longueur suivante :

$$L = [4 * 10^2 - (0{,}4167 - 0{,}4167)^2]^{1/2} + \frac{1}{2}(0{,}4167 * \pi + 0{,}4167 * \pi)$$
$$L = 21{,}31 \ \ pieds$$

L'aire de la courroie devient donc :

21,31 pieds x 1,5 pied = 31,965 pieds²

Le poids de la courroie est donc :

31,965 pieds²*1,24 lb/pieds² = 39,6366 lb

Par hypothèse simplificatrice, on pose que c'est la moitié de la courroie qui sera touchée par le frottement. En réalité, ce ne sera que la section de courroie en contact avec la dalle de support. L'hypothèse utilisée n'introduira pas une grande marge d'erreur au final. Elle est donc acceptée comme vraie.

La valeur de W_B sera donc de : 39,6366 lb/2 = 19,8183 lb.

4.6.2.4 DCL de la courroie

La figure 7 représente le convoyeur. La figure 8 montre la courroie et les forces qu'elle subit. La force F_u représente la force induite par le moment créé par la motorisation.



Figure 7 Aperçu du convoyeur

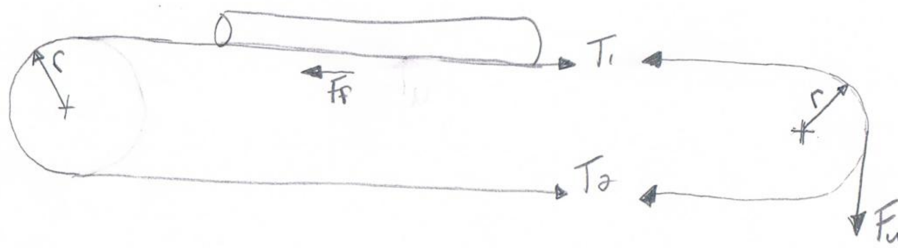


Figure 8 Aperçu des forces sur la courroie

4.6.2.5 Calcul de la force de frottement F_f

La force de frottement n'est due qu'à la partie supérieure de la courroie (celle en contact avec le métal). On sait que la force de frottement se traduit ainsi :

$$F_f=\mu_1*N$$

Où :
μ_1 est le coefficient de friction entre l'acier et la courroie;
N est la force normale appliquée sur la partie supérieure de la courroie.

On sait que $N=W_L+W_B$. La formule de la friction devient donc :

$$F_f=\mu_1*(W_L+W_B).$$

Il manque encore un inconnu : μ_1. Ce coefficient de friction est de 0,25 selon les caractéristiques techniques de la courroie. Ce coefficient est jugé très réaliste, car la compagnie Abitibi Bowater avait effectué des tests de coefficient de friction entre leur courroie (plus précisément la Plylon 250 elle aussi composée de polyester) et une dalle en acier et le coefficient de friction de 0,25 avait été ressorti. La force de frottement est donc :

$$F_f=0,25*(1287,06\text{ lb}+19,8183\text{lb})$$

$$F_f= 326,72\text{ lb}.$$

Il est à noter ici que l'on parle de livre-force.

4.6.2.6 Calcul des tensions T_1 et T_2

Si on consulte le livre « Mechanical Engineering Design » dans la section en lien avec les courroies plates, on découvre l'équation suivante :

$$\frac{T_1-T_C}{T_2-T_C}=e^{\mu_1*\phi}$$

Où $T_C=mr^2\omega^2$ et ϕ représente l'angle d'enroulement.

Pour l'instant, ϕ est posé à 180° donc π en radians. Le temps où le rapport des tensions est le plus élevé est lorsque le convoyeur est au repos, car ω est nul ce qui apporte une tension T_C égale à zéro. Dans ce cas, l'équation devient donc :

$$R = \frac{T_1}{T_2} = e^{\mu_1 * \phi}$$

Le tout a été posé égal à la variable R pour simplifier l'expression de cette équation dans ce rapport. Les seuls inconnus dans cette équation sont T_1 et T_2. Il faut alors trouver une autre relation pour les caractériser. Prenons la figure 9 où on analyse la courroie au point où la charge (la bille de bois) se situe.

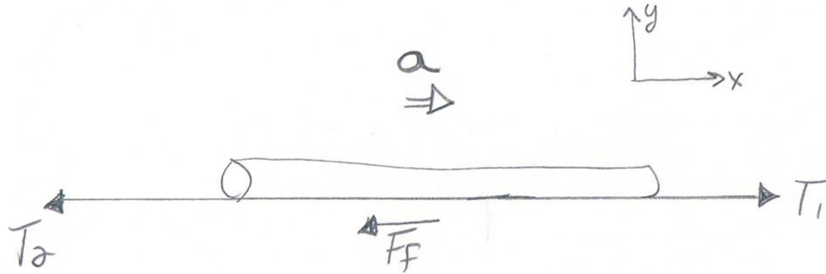


Figure 9 Force sur la courroie à l'endroit de la charge

On obtient :

$$\Sigma F_x = ma$$

$$T_1 - T_2 - F_f = \frac{W_L + 2W_B}{g} * a$$

Il reste à poser l'accélération. Cette dernière dépendra du moteur choisi. Étant donné qu'on ne connait pas ce dernier, on pose une accélération et, une fois le moteur choisi, on validera ou modifiera cette accélération. L'accélération choisie est de 10 pieds/s². Il suffit maintenant d'effectuer quelques calculs :

$$R = \frac{T_1}{T_2} = e^{0,25 * \pi}$$

$$R = \frac{T_1}{T_2} = 2,193$$

$$T_1 = 2,193 T_2$$

De la seconde équation présentée:

$$T_1 - T_2 - 326,72 \text{ lb} = \frac{1287,06 \text{ lb} + 2 * 19,8183 \text{ lb}}{32,2 \, pi/s^2} * 10 \, pieds/s^2$$

$$T_1 - T_2 = 738,74 \, lb$$

On peut maintenant combiner les 2 équations trouvées jusqu'à présent:

$$2,193 T_2 - T_2 = 738,74 \; lb$$

$$1,193 T_2 = 738,74 \; lb$$

$$T_2 = 619{,}23\ lb$$

$$T_1 = 1357{,}97\ lb$$

On connait maintenant T_1 et T_2.

4.6.2.7 Validation de la courroie choisie

Il est très important de vérifier si T_1 (tension du brin fort) n'excède pas la tension maximale permise pour la courroie choisie. Pour ce faire, il ne suffit que de valider la tension maximale permise avec la table présentée précédemment et disant que la force de vulcanisation (aussi nommée la force des attaches) était de 220 piw (pounds per inch of width). Cette dernière est donnée en livres-force par pouce de largeur. Il faut donc la multiplier par la largeur de la courroie. Dans le cas présent, cela donne :

$$T_{max} = Force\ de\ vulcanisation\ (lb/Po)\ x\ largeur\ de\ la\ courroie\ (po)$$
$$T_{max} = 220\frac{lb}{po}x\ 18po$$
$$T_{max} = 3960\ lb$$

La valeur T_1 est bien loin de la valeur critique de la courroie (facteur de sécurité de 2.92). Une courroie à un seul pli aurait probablement rempli la tâche. Or, la courroie choisie devra aussi subir des impacts non quantifiables pour l'instant, car elles vont dépendre de l'utilisateur (de sa façon d'opérer la machine et d'embarquer les billes de bois sur cette dernière). Sur ce point, l'expertise de M. Boucher de chez Rematech division Bremo Inc. sera respectée et c'est cette courroie qui sera utilisée malgré cela. De toute façon, prendre une courroie à 1 pli n'aurait pas diminué le poids de cette dernière et de ses composantes de façon significative.

Au niveau de l'attache de la courroie, le fournisseur ne propose aucun type d'attache. Des Alligators de marque Flexco (figure 10) sont alors proposés.



Figure 10 Alligator Flexco

Voici les modèles disponibles:

Alligator® Ready Set™ Staple Selection Guide

Fastener Size	Operating Tension Range		Belt Thickness Range		Minimum Pulley Diameter		Approximate Hinge Pin Diameter			
							Nylon		Steel	
	kN/m	P.I.W.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.
RS62	17	100	1,5-3,2	1/16-1/8	50	2	2,0	.080	2,0	.080
RS125	28	160	3,2-4,8	1/8-3/16	75	3	3,6	.141	3,6	.141
RS187	35	200	4,8-6,4	3/16-1/4	100	4	5,2	.203	4,7	.187

Figure 11Modèles d'alligator Flexco

La courroie utilisée a une force de vulcanisation de 220 PIW (39 KN/m), une épaisseur de 0,2" et sera motorisée par une poulie de 5". La pièce RS187 s'avère la plus appropriée avec sa force de 200 PIW, son écart d'épaisseur acceptable variant entre 3/16" et 1/4" et son diamètre de poulie minimum admissible de 4".

4.6.2.8 Dimensionnement du diamètre du rouleau de tête

Dans le tableau 6, il est écrit que le diamètre de rouleau a utiliser pour ce type de courroie est de 5".

Le rouleau utilisé sera donc un rouleau de marque Martin, de sorte « Machined drum pulley » et aura 20" de long. Pour connaitre les spécifications de ce rouleau (poids, bague…), il suffit d'aller en annexe B. Ce rouleau utilise une bague (taper bushing) XT15. Les spécifications de cette bague se trouvent en annexe C. Aucune marque en particulier n'est recommandée pour cette bague. L'entreprise Kinecor au Saguenay est un très bon fournisseur de ces bagues. Le rouleau de pied aura les mêmes dimensions pour des raisons d'inventaire. Son poids est de 31 lbf.

4.6.2.9 Tendeur du rouleau de pied

Plusieurs façons peuvent être utilisées afin de tendre la courroie à partir du rouleau de pied d'un convoyeur. Étant donné les faibles charges auquel est soumis le convoyeur, un simple boulon poussant sur un palier appliqué en fonte, comme sur le figure 12 serait peu dispendieux et facilement réalisable.

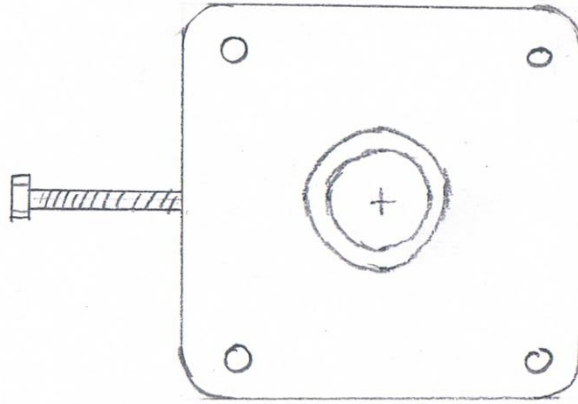


Figure 12 Croquis du tendeur à courroie

Pour ce qui est de la force que subira le boulon qui tendra la courroie, cette dernière sera égale à:

$$Force\ de\ tension = T_1 + T_2$$

Connaissant T1 et T2, on trouve facilement la force de tension:

$$Force\ de\ tension = 1357{,}97\ lbf + 619{,}23\ lbf$$
$$Force\ de\ tension = 1977{,}2\ lbf$$

Étant donné que cette force sera prise par 2 tendeurs, chaque tendeur prendra 988,61 lbf.

Au niveau de la longueur du boulon, on sait que la courroie ne peut pas allonger de plus de 2%. C'est une spécification du fabricant mentionnée au tableau 6. La courroie aura une longueur de 21,31 pieds donc pourra se permettre une élongation maximale de 0,4262 pied. Dans le pire des cas, le brin du bas de la courroie s'allongera de la même façon que le brin du haut. Cela signifie que dans le pire des cas admissibles, les 2 brins de la courroie s'allongeront de 0,2131 pied en même temps. Ce sera donc la course maximale du tendeur. Étant donné qu'une variation soudaine de la force sur la courroie (embarquement d'une bille de bois sur le convoyeur, démarrage soudain du moteur...) peut ajouter une élongation supplémentaire que celle causée par le tendeur et que l'élongation de 2% est une limite maximale, un facteur de sécurité de 2 sera appliqué à cette course de tension. Le boulon aura donc une course maximale de 0,10655 pied ce qui donne 1,2786 pouces.

4.6.2.10 Calcul de la puissance nécessaire de la motorisation

Si on se fie au livre « Shigley's Mechanical engineering Design », la puissance nécessaire pour faire tourner le convoyeur (en hp) serait de :

$$\frac{(T_1 - T_2) * V}{33\ 000}$$

Où V est la vitesse en pieds par minute et T1-T2 est la force utile en lb.

Calculons donc cette puissance.

$$\frac{(738{,}74\ lb) * 90}{33\ 000}$$

2,01 hp

Il sera aussi utile de savoir quel couple sera nécessaire au moteur choisi. On trouve ce couple en multipliant la force utile au rayon du rouleau comme suit :

$$C = 738{,}74\ lb * 2.5\ \text{po}$$
$$C = 1846{,}85\ lb * po$$

On sait aussi que le moteur aura besoin d'une vitesse de 90 pieds par minute. Le moteur peut atteindre une vitesse plus grande, mais jamais dans l'application voulue il ne l'atteindra. Il serait possible d'ajouter un embrayage au moteur. L'embrayage n'embarquerait que lorsqu'on aurait besoin du moteur. Ce dernier pourrait alors fonctionner en permanence. Cette façon de faire ne ferait qu'ajouter des pièces couteuses à la machine. Le moteur sera donc décollé et arrêté à tous les 16" parcourus.

Un facteur de sécurité sera ajouté à la puissance et, par le fait même, au couple nécessaire. Dans l'industrie du bois, le facteur de sécurité de 1,4 est souvent utilisé. Il a été déduit de diverses expérimentations. Étant donné que le convoyeur est utilisé aussi pour l'emploi du bois, ce facteur de sécurité sera appliqué ici aussi. La puissance requise en hp devient donc 2,814 et le couple requis devient 2585,59 lb*po.

À partir de cela, il est possible de choisir un moteur hydraulique. Un moteur a déjà été pointé. Il s'agit du moteur orbital Danfoss de type OMP 160. Un moteur de type OMS 100 aurait très bien pu faire l'affaire et a fait ses preuves dans l'industrie forestière. Or, ce dernier est offre une puissance plus grande que celle nécessaire et son caractère industriel en fait un moteur plus dispendieux. Les moteurs OMP faits par la compagnie Sauer-Danfoss offrent un grand couple au démarrage, une longue durée de vie sous des conditions extrêmes d'opération, un couple constant sur une grande gamme de vitesse, un design robuste et compact, un roulement interne à grande capacité axiale et radiale et sont utilisables pour une grande variété d'huile hydraulique.

Voici Les caractéristiques techniques de ce moteur :



OMP
Technical Information
Technical Data

Technical data for OMP with 25 mm and 1 in cylindrical shaft (continued)

Type			OMP	OMP	OMP	OMP	OMP	OMP	OMP
Motor size			**110**	**125**	**160**	**200**	**250**	**315**	**400**
Geometric displacement	cm³ [inch]		112.5 [6.87]	125.0 [7.65]	155.7 [9.53]	194.6 [11.91]	242.3 [14.83]	306.1 [18.73]	389.2 [23.82]
Max. speed	min⁻¹ [rpm]	cont.	535	480	385	310	250	195	155
		int¹)	670	600	480	385	310	245	190
Max. torque	N•m [lbf•in]	cont.	215 [1900]	240 [2120]	300 [2660]	300 [2660]	300 [2660]	300 [2660]	300 [2660]
		int.¹)	260 [2300]	290 [2570]	370 [3280]	380 [3360]	410 [3630]	390 [3450]	420 [3720]
		peak²)	320 [2830]	370 [3280]	430 [3810]	540 [4780]	550 [4870]	600 [5310]	600 [5310]
Max. output	kW [hp]	cont.	10 [13.4]	10 [13.4]	10 [13.4]	8.0 [10.7]	6.0 [8.1]	5.0 [6.7]	4.0 [5.4]
		int.¹)	12.0 [16.1]	12.0 [16.1]	12.0 [16.1]	11.0 [14.8]	9.0 [12.1]	7.0 [9.4]	6.0 [8.1]
Max. pressure drop	bar [psi]	cont.	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]	115 [1670]	90 [1310]	75 [1090]	60 [870]
		int¹)	175 [2540]	175 [2540]	175 [2540]	150 [2180]	125 [1810]	100 [1450]	80 [1160]
		peak²)	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	180 [2610]	160 [2320]	130 [1890]
Max. oil flow	l/min [US gal/min]	cont.	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]
		int.¹)	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]
Max. starting pressure with unloaded shaft	bar [psi]	standard	10 [145]	9 [130]	7 [100]	5 [75]	5 [75]	5 [75]	5 [75]
		free running gerotor	-	2 [29]	2 [29]	2 [29]	-	-	-
Min starting torque		at max. press drop cont. N•m [lbf•in]	190 [1680]	210 [1860]	280 [2480]	270 [2390]	280 [2480]	280 [2480]	280 [2480]
		at max. press.drop int.¹) N•m [lbf•in]	240 [2120]	270 [2390]	350 [3100]	360 [3190]	390 [3450]	370 [3280]	400 [3540]

¹) Intermittent operation: the permissible values may occur for max. 10% of every minute.
²) Peak load: the permissible values may occur for max. 1% of every minute.

Figure 13 Caractéristiques techniques des moteurs hydrauliques OMP 160

On remarque que ce dernier à une valeur de torque continue de 2660 lbs-po et une vitesse continue de 480 rpm. Dans le cadre de ce projet, on a besoin de 2585,59 lb*po et d'une vitesse de 90 pieds par minute (68,75 rpm). Le moteur choisi propose donc un torque plus grand et une vitesse plus grande que le besoin. Si on regarde la courbe ci-dessous (figure 12), on s'aperçoit qu'il est possible d'obtenir la vitesse le torque voulu en jouant sur le débit d'huile au moteur et sur la pression. En effet, si on

alimente le moteur à environ 2,6 US gal/min en lui fournissant un différentiel de pression de 2030 psi, il est possible d'obtenir le rendement voulu. La figure 12 présente les caractéristiques d'opération du moteur choisi. Étant donné que ce convoyeur n'atteindra jamais sa vitesse maximale, car il n'aura probablement pas terminé son accélération lorsque la bille atteindra la butée, le débit fourni au moteur est jugé de moindre importance. Une pompe à engrenages devra être choisie pour alimenter le moteur. Le choix de ce type de pompe se justifie par le fait qu'elles sont de constitution simple, qu'elles comportent peu de pièces et qu'elles sont moins dispendieuses. Malgré le fait que leurs performances sont généralement sous la moyenne, elles sont idéales pour cette application non industrielle.

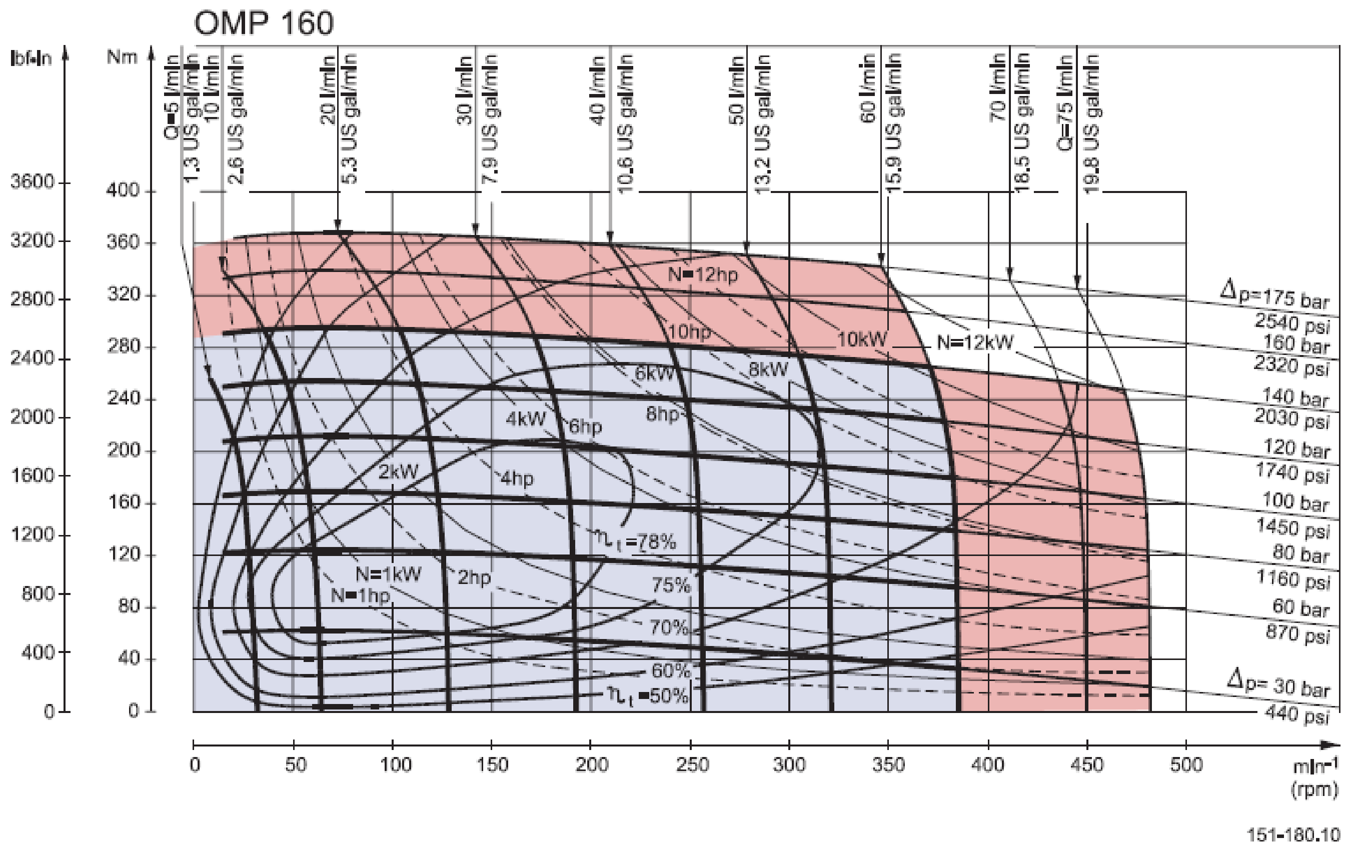


Figure 14 Courbes caractéristiques du moteur OMP 160

4.6.2.11 Calcul de l'arbre du rouleau de tête

Pour le dimensionnement de l'arbre du rouleau de tête, des conseils ont été demandés à l'entreprise USI 2000 de Normandin. Le machiniste de cette entreprise est habitué de façonner ses arbres dans de l'acier AISI 1045 et parfois dans de l'acier AISI 4340. L'acier 4340 permettrait d'avoir un arbre plus résistant, mais, dans ce cas-ci, l'arbre ne sera pas soumis à des forces extrêmes. C'est donc l'acier AISI 1045 qui sera utilisé. D'après le site internet MatWeb, la limite élastique de l'acier AISI fini à chaud est de 45000 psi. C'est le S_y.

À partir de cela, il est possible d'utiliser la méthode du code ASME afin de calculer le diamètre de l'arbre. Selon ce code, la contrainte admissible, S_p est égale à :

$S_p = b*0,3*S_y$

La valeur b sera posée à 0,75, car l'arbre aura une concentration de contrainte due au chemin de clé qui sera présent.

Donc :
$S_p = 0,75*0,3*45000$
$S_p = 10125$ psi

avec la formule du code ASME, le diamètre de l'arbre est égal à :

$$d = \left\{ \frac{5,1}{S_p} * ((C_m * M)^2 + (C_t * T)^2)^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Les variables C_m et C_t sont des facteurs de charge. Étant donné que la charge n'est pas constante, mais qu'elle ne s'applique pas à une vitesse folle, un choc mineur sera considéré. La valeur de C_m est donc de 2 et celle de C_t est de 1,5. Les valeurs de M et de T représentent le moment fléchissant et la torsion maximale en un point. La figure 14 montre la tête du convoyeur vue de face. La figure 15 montre la tête du convoyeur vue de haut. La figure 16 montre la répartition des forces sur l'arbre de tête.

À partir de ces figures, on peut déterminer hors de tout doute que l'endroit le plus sollicité de l'arbre est au point B. On pose que la torsion est entièrement absorbée par le point B, car la torsion occasionnée par la courroie est répartie entre le point B et le point C. Donc, plus on va vers le point C, plus la torsion est atténuée. Cette atténuation de la torsion se fera sentir dans le rouleau et non dans l'arbre, car, dû au fait que les bagues maintenant le rouleau (« taper bushing ») doivent toujours être enlignées, ces dernières empêcheront la torsion de l'arbre. La seule façon que l'arbre entre le point B et le point C tord est que le rouleau se mette a torde et que le déplacement occasionné par ce dernier désaligne les bagues et permette ainsi la torsion de l'arbre. Ici, la torsion du rouleau sera négligée. En réalité, c'est certain que la deuxième bague prendra une certaine torsion, mais c'est une hypothèse simplificatrice qui est ici employée. Cette dernière causera un léger surdimensionnement de l'arbre. La torsion au point B sera donc égale à la torsion du moteur c'est-à-dire 1846,85 lb*po. Étant donné qu'un facteur de sécurité sera ajouté à l'arbre, c'est la torsion provoquée par le moteur sans facteur de sécurité qui sera utilisée.

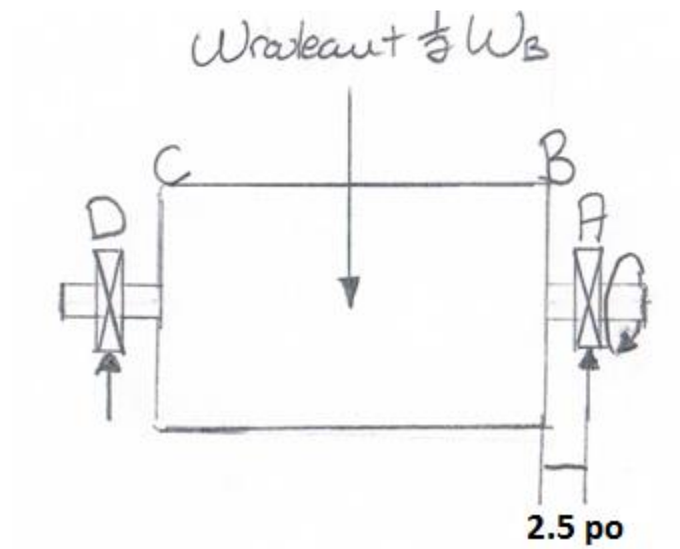


Figure 15 Aperçue du rouleau de tête de face

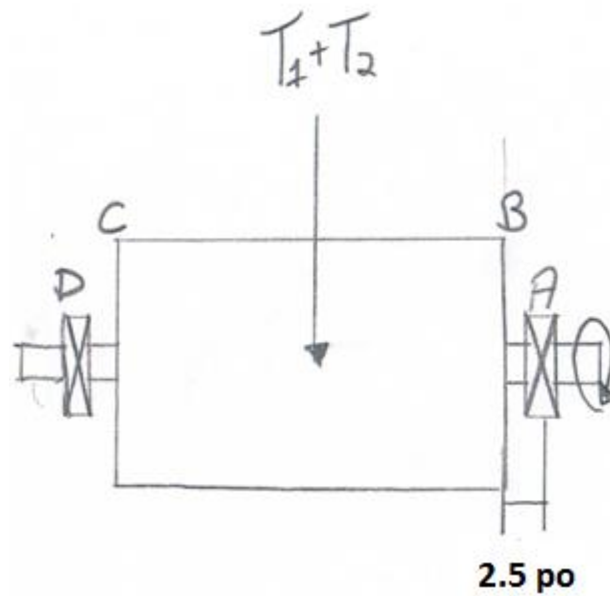


Figure 16 Aperçue du rouleau de tête du dessus

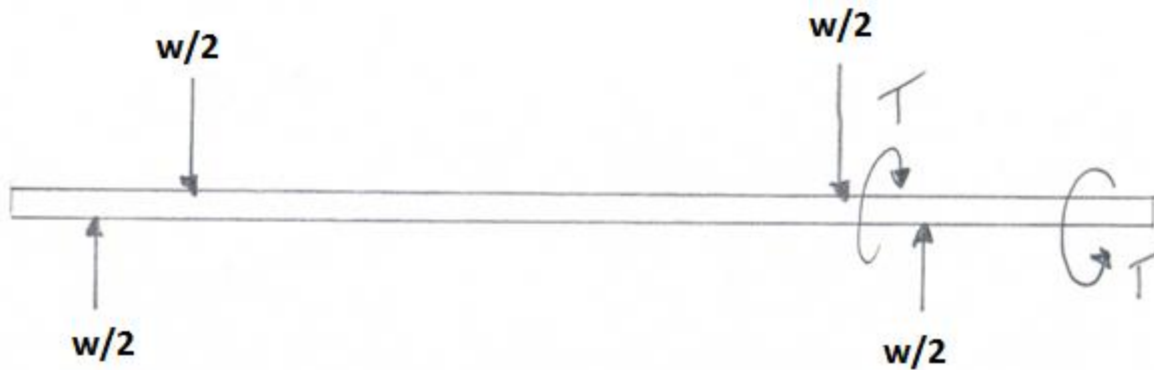


Figure 17 Aperçue de l'arbre de tête

Au niveau du moment fléchissant, on suppose que les paliers lisses seront à environ 2.5 pouces de la bague du rouleau et que chaque bague prendra une force égale. La force due à la tension 1 et à la tension 2 est de :

$$T_{courroie} = T_1 + T_2$$

$$T_{courroie} = 1357{,}97\ lb + 619{,}23\ lb$$

$$T_{courroie} = 1977{,}21\ lb$$

La force due au poids du rouleau et de la courroie est de :

$$T_{poids} = 1/2W_B + W_{rouleau}$$

$$T_{poids} = \frac{1}{2} * 19{,}8183\ \text{lb} + 31\ lbs$$

$$T_{poids} = 40{,}91\ \text{lbf}$$

On remarque que seul le poids du quart de la courroie est utilisé. Le haut de la courroie est supporté par une dalle en fer. Le bas de la courroie n'est soutenu que par le rouleau de tête et le rouleau de pieds. On néglige aussi le fait qu'une bille de bois peut passer sur le rouleau de tête. Cette négligence est acceptable, car une grande partie de la bille de bois est supportée par une dalle en métal. On suppose alors que chaque rouleau prend la même force. Il est maintenant possible de combiner ces 2 forces :

$$w = \sqrt{T_{courroie}^2 + T_{poids}^2}$$

$$w = \sqrt{1977{,}21^2 + 40{,}91^2}$$

w = 1977,63 lb

Si chacune des bagues prend la même force, on obtient une force de 988,82 lb par bague. Si le bras de levier d'une telle force est de 2.5 po, on obtient comme moment fléchissant maximal :

$$M = 988{,}82\ lbs * 2.5\ po$$

$$M = 2472{,}05\ lb * po$$

Le diamètre de l'arbre devient donc :

$$d = \left\{\frac{5{,}1}{10125} * ((2 * 2472{,}05\ )^2 + (1{,}5 * 1846{,}85)^2)^{1/2}\right\}^{1/3}$$

$$d = 1{,}4186\ pouce$$

Dans ce cas-ci, un facteur de sécurité de 1,4 sera appliqué. Ce facteur de sécurité est la norme du bureau d'ingénierie scieries-forêt de la compagnie Abitibi Bowater. Il a fait ses preuves donc peut être considéré comme vrai. Cela donne donc un diamètre d'arbre de 1,98". Étant donné que le rouleau choisi porte des bagues de type XT15, le diamètre d'arbre disponible le plus près de cette valeur est de 1 15/16". Il est à noter que, pour des questions pratiques, l'arbre de pieds, même s'il ne subit pas la torsion, aura le même diamètre. La raison de ce choix est qu'il sera ainsi possible de mettre les mêmes roulements sur la tête et le pied du convoyeur. Cela réduit donc l'inventaire nécessaire pour la réparation de l'équipement.

4.6.2.12 Choix des roulements

Les roulements de marque NTN ont fait leurs preuves dans les conditions souvent sales des scieries. C'est donc ce type de roulement qui sera utilisé. Il aurait aussi été possible d'utiliser des roulements de marque National bearing qui sont, en général, moins dispendieux. Or, la moindre qualité de ces roulements a souvent occasionné des problèmes dans l'industrie forestière. Le fait que le convoyeur tourne à basse vitesse rend possible ce type de roulement, mais- c'est un risque à prendre.

Pour minimiser la grosseur du tendeur et la dimension des roulements, un palier en fonte à serrage par collier excentrique de type UELFU210-115D1W3 sera utilisé. Il y a divers type de fixation de roulement sur l'arbre. Le plus simple, le serrage par vis de pression est adapté à la plupart des applications, à l'exception de celles qui sont soumises à des vibrations. Dans ce cas, le serrage par collier excentrique est proposé. Dans la présente application, la machine subira les vibrations provoquées par le moteur, par l'embarquement des billes sur le convoyeur et par le transport de la machine sur des routes parfois en piteux état. À cause de toutes ces sources de vibrations, un roulement avec serrage par collier excentrique a été choisi.

Du catalogue de la compagnie NTN, on connait que:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3$$

Où:
L_{10} est la durée de vie nominale en million de tours
C_r est la charge de base dynamique (N)
P_r est la charge dynamique équivalente (N)

Dans le cas présent, aucune force axiale n'est appliquée ce qui fait en sorte que C_r et Pr sont équivalents. La valeur de L_{10} est donc de 1 million de tours. Il est alors possible de trouver C_{10} avec l'équation suivante:

$$C_{10} = F_r \left(\frac{L_D n_D 60}{L_{10}}\right)^{1/a}$$

Où:
C_{10} est la charge radiale que 90% des roulements vont supporter pour la durée de vie fixée;
L_D est la durée de vie désirée en heure;
n_D est la vitesse désirée en rpm.

On note aussi la valeur a. Cette dernière vaudra 3 pour un roulement à billes et 10/3 pour un roulement à rouleaux. Dans le cas du présent palier, a vaudra 3. Dans le cas présent, la vitesse de rotation sera de 68,75 rpm. Il est difficile d'estimer la durée de vie de cette machine étant donné son utilisation occasionnelle. Étant donné que la présente machine s'adresse à un public divers n'ayant pas nécessairement les aptitudes nécessaires en mécaniques, il serait bien que les roulements ne soient jamais changés dans la vie de cette personne. Il est convenu que ce désir est un peu poussé, car le roulement sera soumis à la saleté et à diverses situations, mais au cela peut être raisonnable en terme d'heure. Le nombre d'heures sera alors posé à 10 000 heures. L'utilisateur devrait utiliser la machine 4,81 ans en raison de 40 heures par semaine durant les 52 semaines de l'année pour arriver à cette durée de vie. Étant donné qu'on ne travaille le bois de chauffage qu'un maximum de 1 mois et ce, à temps partiel, le nombre d'heures d'utilisation choisi est amplement suffisant.

Avec les calculs précédents, il a été possible de déterminer que la force radiale sera de 988,82 lb. En effet, il est posé que chacun des roulements prendra la moitié du poids du rouleau et de la courroie combinée à la tension T1+T2. Cette force totale a été évaluée précédemment à 1977,63 lb. Par conséquent:

$$C_{10} = 988{,}82 \left(\frac{10\,000 * 68{,}75 * 60}{10^6}\right)^{1/3} = 3416{,}58\ lbf$$

La valeur C10 du roulement choisi est de 7900 lbf. Cela représente un facteur de sécurité de 2,31. Bien que le roulement soit surdimensionné, c'est ce dernier qui sera utilisé. Ce dernier est robuste et a fait ses preuves dans le milieu sale des scieries. Par conséquent, il est en mesure de pouvoir résister aux maladresses de l'utilisateur. Aussi, il permet l'utilisation d'un simple boulon comme tendeur ce qui représente une économie d'argent et de temps de fabrication.

On retrouve les fiches techniques de ce roulement en annexe D.

4.6.2.13 Utilisation de rouleaux de retour et de grattoir à courroie

En ce qui concerne l'utilisation de rouleaux de retour nommé aussi rouleau de renvoi, la série 10 000 de la compagnie Strongco (Sullivan Strong Scott) a été visée. La raison du choix de cette série vient du fait que ces rouleaux sont recommandés pour des utilisations de service moyen. De plus, des rouleaux et des bâtis de rechanges sont offerts à prix très économiques. Étant donné que le présent convoyeur n'est pas un convoyeur industriel, cette série de rouleaux fait très bien l'affaire. Le choix de la

marque vient du fait qu'elle est très utilisée en industrie et qu'elle a prouvé son efficacité.

Une charte d'espacement est fournie dans le catalogue de Strongco. La figure 14 présente cette dernière.

1. SÉLECTION DE L'ESPACEMENT:

Largeur de Courroie		Rouleaux en auge Densité du matériel, lb./pi. cu.						Rouleaux de renvoi
pouces	mm	30	50	75	100	150	200	
18	450	5.5 pi	5.0 pi	5.0 pi	5.0 pi	4.5 pi	4.5 pi	10.0 pi
24	600	5.0 pi	4.5 pi	4.5 pi	4.0 pi	4.0 pi	4.0 pi	10.0 pi
30	750	5.0 pi	4.5 pi	4.5 pi	4.0 pi	4.0 pi	4.0 pi	10.0 pi
36	900	5.0 pi	4.5 pi	4.0 pi	4.0 pi	3.5 pi	3.5 pi	10.0 pi
42	1050	4.5 pi	4.5 pi	4.0 pi	3.5 pi	3.0 pi	3.0 pi	10.0 pi
48	1200	4.5 pi	4.0 pi	4.0 pi	3.5 pi	3.0 pi	3.0 pi	10.0 pi
54	1400	4.5 pi	4.0 pi	3.5 pi	3.5 pi	3.0 pi	3.0 pi	10.0 pi
60	1500	4.0 pi	4.0 pi	3.5 pi	3.0 pi	3.0 pi	3.0 pi	10.0 pi
72	1800	4.0 pi	3.5 pi	3.5 pi	3.0 pi	2.5 pi	2.5 pi	8.0 pi
84	2100	3.5 pi	3.5 pi	3.0 pi	2.5 pi	2.5 pi	2.0 pi	8.0 pi
96	2400	3.5 pi	3.5 pi	3.0 pi	2.5 pi	2.0 pi	2.0 pi	8.0 pi

L'espacement peut-être limité par la capacité du rouleau transporteur. Voir tables plus loin.

Figure 18 Espacement des rouleaux de retour

On voit que pour une courroie de 18", un espacement entre les rouleaux de retour (ou renvoi) de 10 pieds est recommandé. Étant donné que le convoyeur n'aura que 10 pieds de long, aucun rouleau de retour ne sera employé.

Si on analyse le besoin d'un grattoir nettoyeur sous la courroie, on se rend compte que son utilisation alourdirait la machine et que, étant donné que l'utilisation du convoyeur fendeur n'est pas permanente comme en industrie, son utilisation peut être superflue. Aucun grattoir nettoyant ne sera utilisé.

3.6.3 Le tronçonneur

Dans toute bonne scie à chaine, il y a des fonctions incontournables tels la lubrification automatique de la chaine et l'aspect sécuritaire de la scie. Afin de s'assurer que rien n'a été laissé au hasard, une scie hydraulique a été choisie. La bille de bois de diamètre maximal à pouvoir être fendu par la machine est de 15". Une scie à chaine de marque Fairmont Hydraulic Chainsaw et de modèle HCS816. Cette scie fera l'affaire, car elle peut couper des billes de bois de 16" de diamètre. La figure 17 montre cette scie.



Figure 19 Scie hydraulique

Le fabricant à fourmi ces indications en lien avec son produit:

Système: Super Spool™ selector control à utiliser sur des systèmes hydrauliques ouvert ou fermé

Poids: 6.7 lb. (3.0 kg) moteur seulement

Largeur: 10" (254 mm)

Débit d'opération: 4 - 8 gpm (15 - 30 lpm)

Pression d'opération: 1,000 - 2,000 psi (69 - 140 bar)

Port d'entrée: 9/16 - 18 SAE O-Ring

Port de sortie: 3/4 - 16 SAE O-Ring

Taille de la chaine: 3/8" (9.52 mm)

Épaisseur de la plaque: 0.50" (12.7 mm)

Tableau 7 Caractéristiques des différentes scies hydrauliques

Numéro de modèle	Description	Capacité de coupe	Poids	Longueur
HCS816	Chain Saw, 3/8" pitch chain	16" (406 mm)	9,5 lb (4,3 kg)	31,5" (800 mm)
HCS820	Chain Saw, 3/8" pitch chain	20" (508 mm)	10,2 lb (4,6 kg)	35,5" (902 mm)
HCS824	Chain Saw, 3/8" pitch chain	24" (610 mm)	10,9 lb (4,9 kg)	40,5" (1028 mm)
HCS8160CB	Chain Brake Chain Saw, 3/8" pitch chain	16" (406 mm)	9,5 lb (4,3 kg)	31,5" (800 mm)

Afin de dimensionner le moteur diesel qui dirigera la machine, il faut connaitre la puissance totale requise pour mettre en fonction le tronçonneur fendeur, ce qui incluse la puissance de cette scie:

$$Puissance\ (kW) = \frac{débit\ \left(\frac{L}{\min}\right) * pression\ (bar)}{600}$$

$$Puissance\ (kW) = \frac{30 * 140}{600}$$

$$Puissance\ (kW) = 7$$

Cette puissance représente 9,38 hp.

Pour alimenter cette scie, une pompe à engrenage sera aussi utilisée. Les raisons de ce choix de pompe sont les mêmes que celles évoquées pour les autres composantes.

Une fois cette scie achetée, il ne restera qu'à la fixer sur un pivot et à la lier avec un petit cylindre qui la fera descendre sur la bille de bois et remonter à sa place. Ce dernier petit cylindre ne devra pas forcer lors de la descente de la scie sur la bille de bois. Des essais en industrie ont été réalisés et lorsqu'une force était exercée sur le cylindre pour améliorer le contact entre la chaine et la bille de bois, cette dernière avait de plus grandes chances de se coincer. Le fait le laisser la scie couper la bille sous son propre poids devrait faire l'affaire. Il est vrai, cependant, que la scie sélectionnée est très peu pesante. Il sera alors possible d'ajouter une dizaine de livres de force sur la scie au plus. Cet ajout de force sera décidé lors de l'ajustement de la machine.

Le vérin de marque Parker et de modèle "2H heavy duty hydraulic cylinder" ayant un diamètre de piston de 1,5" a été choisi pour accomplir la tâche de diriger la scie. Son numéro de pièce est le 1.50BB2HLT14Axcourse à déterminer. Il ne reste qu'à introduire la course du cylindre dans le numéro de série. La course de ce dernier sera déterminée lors du dessin de la machine.

La série de vérin 2H de Parker va revenir quelques fois dans le cadre de ce projet. Voici la liste des caractéristiques de ces vérins fournis par Parker:

Tableau 8 Caractéristiques des vérins de série 2H et de marque Parker

Information de base	Information additionnelle
• **Construction: Steel, Tie rod design; Repairable** • Standards: NFPA Heavy Duty Hydraulic, ANSI/(NFPA)T3.6.7R2-1996 • Bore Size: 1 1/2" through 6" • **Strokes: Available in any practical length** • Piston Rod Diameter: 5/8" to 4" • Operating Medium: Hydraulic oil • Mounting Styles: 18 Standard • **Nominal Pressure: 3000 psi (See catalog for details)** • **Standard Operating Temperature: -10°F to +165°F** • **Optional High Temperature Option: -10°F to 250°F** • **Rod Ends: Three standard choices; specials to order** • **Cushions: Optional at either or both ends** • **Ports: SAE "O" ring are standard, others are available**	• Removable "Jewel" Rod Gland Assembly with TS-2000 rod seal • Double Lip Wiperseal • High Strength Tie Rods • Adjustable Floating Cushions • Heavy wall steel tubing cylinder body • Chrome plated, medium carbon steel, induction case hardened piston rod • Piston Rod Stud, high strength steel with rolled threads is furnished on smaller piston rods • One piece nodular iron piston • Step cut piston rings are standard piston seals. Lip seals with backup washers are also available. • Hi Load piston is available with wear rings and bronze-filled PTFE seals • End of stroke sensors

Avant de se faire tronçonner, la bille de bois ira s'accoter dans un petit butoir monté sur un vérin. Lorsque la coupe de la bille par la scie à chaine débutera, ce dernier devra reculer de 1" afin d'éviter que la scie ne se coince dans la bille. Plus la scie avance dans la bille, plus la bûche en formation s'écarte de la bille. Cette bûche ira s'accoter dans le butoir qui est en position reculée de 1" avant de tomber à l'endroit où elle se fera fendre. Si la bûche n'allait pas s'accoter dans la butée, la scie se ferait coincer entre cette dernière et la bille. Un petit vérin de 1" de diamètre et de 1" de piston de marque Parker sera alors utilisé pour mouvoir la butée.

3.6.4 Le fendeur

Dimensionner correctement un fendeur s'avère une tâche difficile. En effet, le fendeur doit cisailler le bois dans le sens des fibres de ce dernier. Il est possible de trouver une contrainte ultime de compression d'un morceau de bois dans le sens des fibres de ce dernier. Cela ne tient cependant pas compte de la présence de nœuds dans le bois, de l'orientation pas nécessairement linéaire des fibres de bois, etc. De plus, cette contrainte ultime varie en fonction de l'essence de bois, du taux d'humidité de ce dernier et de la température à laquelle la bûche serait fendue.

Le fendage du bois comporte aussi 2 actions: briser la bûche de bois et séparer ses morceaux. La contrainte de cisaillement maximale ne tient pas compte du fait que les 2 morceaux se font séparer. Pour terminer, si on se fit aux tentatives d'optimisations des scies et machines de coupe du bois dans les scieries, cela n'a jamais vraiment donné de bons résultats à cause de l'imprévisibilité de la structure de la pièce de bois. Une méthode expérimentale a toujours été utilisée pour dimensionner ce genre de composantes. C'est pourquoi, dans le cas présent, c'est sur l'expérience des industriels que sera basé le dimensionnement du fendeur. Il aurait été possible de faire les tests à l'université, soit en utilisant un fendeur et des bûches de diverses essences de bois et en faisant varier la pression de fente et le diamètre du piston du cylindre. Or, le budget pour faire cela n'aurait pas été assez grand et le temps nécessaire pour ce simple dimensionnement aurait été grand. C'est pourquoi, pour des raisons de temps et d'argent, un industriel a été consulté. Ce dernier a, lui aussi, dimensionner son fendeur par essai et erreur.

Le fendeur que la compagnie Innotech optimisation de scierie a utilisée comportait un cylindre de 4" de diamètre de piston qui fonctionnait à 2000 psi. Dans de telles conditions, le fendeur n'a pas été en mesure de fendre les bûches de boulot proposées. La pression a donc dû être montée. Personne n'a remarqué jusqu'à quel point la pression à dû être élevée. Le concepteur à cependant évaluer que ce fendeur ne peut pas fonctionner avec moins d'environ 3000 psi avec le cylindre de 4" (basé sur son expérience). Cette pression serait, à son avis, une limite inférieure de pression pour ce cylindre. Il était à remarquer que la vitesse de fente a été évaluée comme lente par les clients avec ce diamètre de piston.

Un site spécialisé a aussi été consulté (http://www.chaleurbois.com/fendeuses-bois%2cfr%2c3%2c7.cfm). Sur ce dernier, des fendeurs dont la force varie entre 8 et 30 tonnes métriques sont utilisés.

Dans le cas de ce fendeur, une pompe à engrenages va être utilisée. Ce choix s'explique par le fait que ce sont des pompes à coût relativement bas, qu'elles sont de constitution simple et comportent peu de pièces en mouvement. Ces pompes n'ont pas les meilleures performances, mais pour une utilisation périodique par un particulier, elles seront suffisantes. Une petite recherche à été effectuée afin de voir les performances moyennes d'une pompe à engrenages. On voit, par la compagnie Parker, que ce type de pompe peut offrir jusqu'à 3000 psi de pression. La manette qui dirigera le vérin prend une pression maximale de 2750 psi et a une perte de charge de 40 psi pour donner une pression au vérin de 2710 psi. Ce sera donc la pression maximale qui sera fournie au vérin.

Pour compenser la basse vitesse de fente, un vérin avec une tige de grosseur surdimensionnée sera utilisé. Le but de ce surdimensionnement volontaire est de faire que la sortie du vérin sera lente, mais son retour sera plus rapide à cause de la plus petite dimension de la cavité à remplir dû au fait que la tige du vérin prendra beaucoup de place. Cela fera donc une vitesse du vérin aller-retour pas trop lente.

Avec ces données, la puissance de fente serait de:

$$Pression = \frac{F}{A}$$

$$2710\ psi = \frac{F}{\frac{\pi * 4^2}{4}}$$

$$F = 34054{,}86 \text{ lbf}$$

Cette force représente 15,44 tonnes métriques. Selon le site spécialisé vu plus haut, on a affaire à un fendeur de force moyenne. Bien que cette force à l'air impressionnante, elle ne sera probablement pas suffisante pour fendre une bûche de bois aussi dure que de l'orme en 4. En effet, des fendeurs beaucoup plus puissants que celui présenté n'ont pas été capables de fendre ce type de bois en 4. Il faudra donc faire la concession de couper les bois aussi durs que l'orme en 2 et, dans le pire des cas, passer 2 fois la même bûche dans le fendeur afin d'avoir une coupe en 4. Pour des bois plus communs à l'univers du bois de chauffage comme le bouleau, il n'y aura aucun problème à couper ce type de bois en 4.

Il a été mentionné plus haut qu'un bon bois de chauffage devrait comporter des pièces de bois de dimensions variant entre 3" et 6" de diamètre. Cette variation dans le diamètre des pièces de bois ne se fera que par la différence des diamètres des billots de bois utilisés. Un outil de fentes avec des orifices de différentes grosseurs comme sur la photo 20 aurait été idéal, mais demande une trop grande puissance. Cette puissance serait facilement atteignable, mais demanderait un autre type de pompe (comme celle à piston) qui est plus dispendieuse. Cela demanderait aussi un moteur plus gros. Étant donné que cette machine n'est pas industrielle, mais pour des particuliers, le facteur prix à primer sur le facteur performance, c'est pourquoi il faudra se contenter des options fente en 2 et en 4 et de n'utiliser que l'option fente en 2 pour des essences de bois aussi dures que l'orme.



Figure 20 Outil de fente

Étant donné que la bûche aura une longueur de 16", l'espace dans laquelle elle tombera pour ce faire fendre devra être plus long que cette dernière. Un espace de 19" de long sera donc disponible. Il est à noter que plus cet espace sera long plus la course du vérin devra être longue, car ce dernier devra parcourir toute cette distance. Cette espace définit donc la course du vérin à 19".

Si on choisi le cylindre désiré dans le catalogue Parker, dans la série 2H, le choix s'arrête sur le vérin "4.00BB2HLU28Ax19". Il est à remarquer que la pression maximale supportée par ce vérin est de 3000 psi. Il est donc parfaitement adapté pour la présente application.

La vitesse de fente de ce cylindre sera déterminée par le débit maximal que pourra fournir la pompe. Il est à noter que pour les pompes à engrenages, c'est souvent

la vitesse de rotation du moteur qui dicte le débit de la pompe. La vitesse de fente et de retour du fendeur sera déterminée suite au dimensionnement du système hydraulique.

3.6.5 Le convoyeur de sortie

Le convoyeur de sortie sera amovible, c'est-à-dire qu'on pourra le faire pivoter autour d'un axe à l'aide d'un treuil à manivelle. Son axe autour duquel il pivotera sera son arbre de tête au pied du convoyeur. Aussi, il faudra insérer au centre du convoyeur un principe de pivot lui permettant de se replier sur lui même pour que la machine soit moins longue lors du transport. Le convoyeur aura 10 pieds de long au total et pourra s'incliner à un maximum de 45 degrés. Pour des raisons d'inventaire, la même courroie que celle sur le convoyeur d'entrée sera utilisée. Afin de s'assurer que les bûches ne déboulent pas lors de la monté dans le convoyeur, la courroie aura des cornières de 1 1/2" x 1 1/2" x 1/8" en aluminium riveté sur cette dernière à une distance d'environ 2 pieds chacun. Fait agaçant, la motorisation du convoyeur devra se faire au pied de ce dernier pour que le moteur soit le plus près possible de son unité hydraulique et donc, limiter la tuyauterie. Le fait de mettre la motorisation au pied peut provoquer une petite vague sur la courroie comme le montre la figure 21. Ce n'est cependant pas dramatique comme situation. Ce convoyeur fonctionnera en continu. Il peut facilement se permettre une vitesse minimale de 250 pieds/min. Cependant, sa vitesse de pointe sera confirmée par le choix du moteur hydraulique.

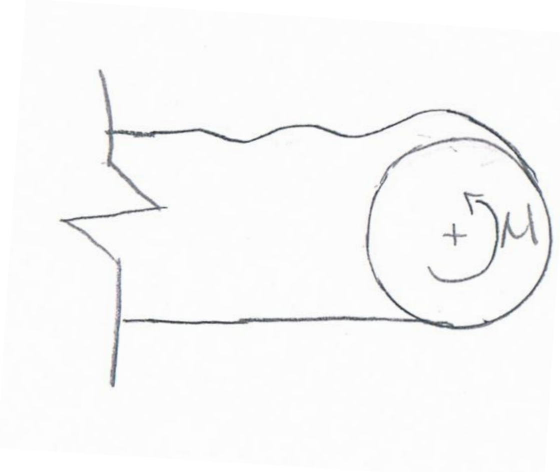


Figure 21 Vague pouvant être produite dans la courroie lorsque le pied d'un convoyeur est motorisé

Étant donné que ce convoyeur a la même longueur que le convoyeur à l'entrée de la machine, le poids total de la courroie sera de 39,6366 lb. La courroie de 21,31 pieds aura donc 11 cornières en aluminium de 17" de larges. Il est à noter que la courroie à 18" de large et donc, un espace de 1/2" sera laissé entre le côté de la courroie et le côté de la cornière. La distance entre chacune des cornières sera d'exactement 1,937 pieds (environ 23,25 pouces). Selon la compagnie Russel Metal, une cornière de 1 1/2" x 1 1/2" x 1/8" en aluminium 6061-T6 à un poids de 0,422 lbf par pieds. Donc:

$$Poid\ total\ cornières = (longueurcornière\ x\ poids\ linéique) x\ nombre\ cornières$$
$$Poid\ total\ des\ cornières = ((17"/12)\ x\ 0{,}422) x\ 11$$
$$Poid\ total\ des\ cornières = 6{,}576\ lbf$$

Le poids total de la courroie et des cornières devient donc:

$$Poids\ total\ = poids\ de\ la\ courroie + poids\ des\ cornières$$
$$Poids\ total\ = 39{,}6366\ lbf + 6{,}576\ lbf$$
$$Poids\ total\ = 46{,}2126\ lbf$$

Ici aussi, l'hypothèse simplificatrice disant que la friction ne sera appliquée que sur la partie supérieure de la courroie sera utilisée. Par conséquent, il sera utile de connaitre le poids de la moitié de la courroie:

$$W_B = \frac{1}{2} * poids\ total\ de\ la\ courroie\ et\ des\ cornières$$
$$W_B = \frac{1}{2} * 46{,}2126 lbf$$
$$W_B = 23{,}1063\ lbf$$

4.6.5.1 DCL de la courroie

La figure 22 représente le convoyeur. La figure 23 montre la courroie et les forces qu'elle subit. La force F_u représente la force induite par le moment créé par la motorisation.

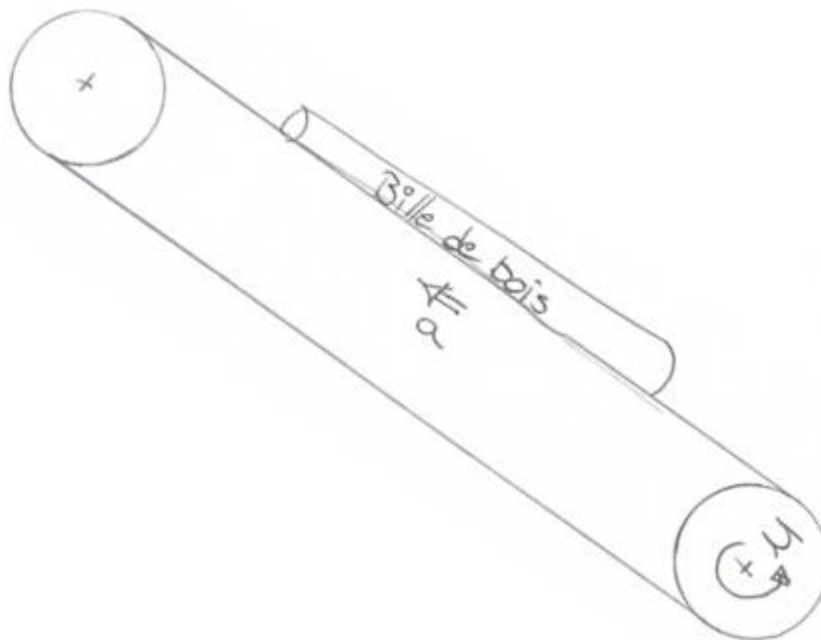


Figure 22 Aperçue du convoyeur

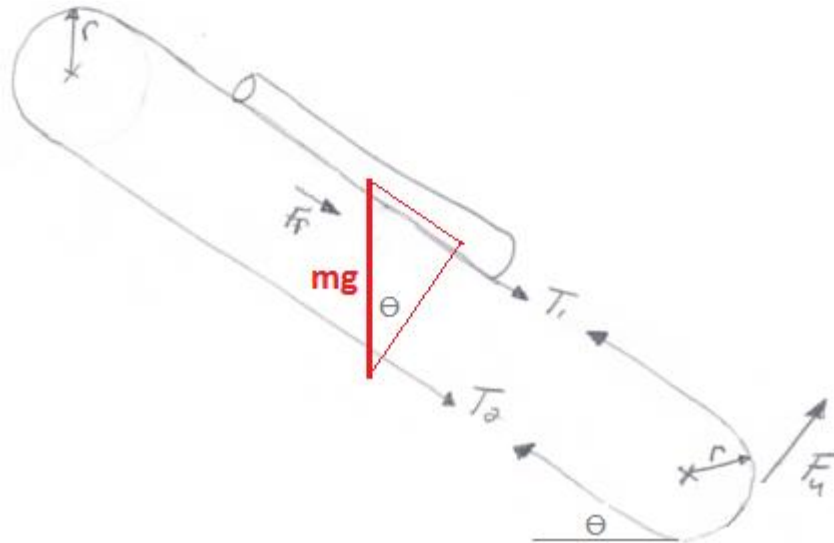


Figure 23 Aperçue des forces du convoyeur

4.6.5.2 Calcul de la force de frottement F_f

Sur le convoyeur de sortie, il est évalué qu'au maximum 1 bûche sera présente. Si cette dernière à 16" (0,4064 m) de long et 15" (0,381 m) de diamètre avec une densité maximale de 1050 kg/m³. Le poids de cette bûche sera de:

$$W_L = \text{poids d'une bûche} = \text{volume de la bûche x densité de la bûche}$$
$$W_L = \text{poids d'une bûche} = \frac{\pi * 0{,}381^2}{4} \text{ x } 0{,}4064 \text{ x } 1050$$
$$W_L = \text{poids d'une bûche} = 48{,}65 \text{ kg}$$

Une bûche, la plus grosse possible, pèserait 48,65 kg, ce qui représente 107,03 lbf.

La force de frottement n'est due qu'à la partie supérieure de la courroie (celle en contact avec le métal). On sait que la force de frottement se traduit ainsi :

$$F_f=\mu_1*N$$

Où :
μ_1 est le coefficient de friction entre l'acier et la courroie;
N est la force normale appliquée sur la partie supérieure de la courroie.

On sait que $N=W_L+W_B$. La formule de la friction devient donc :

$$F_f=\mu_1*((W_L+W_B)\cos\Theta).$$

Il manque encore un inconnu : μ_1. Ce coefficient de friction est de 0,25 selon les caractéristiques techniques de la courroie. Aussi, dans le pire des cas au niveau des forces subites par la courroie, le convoyeur sera dans sa position la plus inclinée: 45°. La force de frottement est donc :

$$F_f=0{,}25*(107{,}03 \text{ lb} +23{,}1063\text{lb})\cos(45°)$$

$$F_f = 23{,}005 \text{ lb.}$$

Il est à noter ici que l'on parle de livre-force.

4.6.5.3 Calcul des tensions T_1 et T_2

Si on consulte le livre « Mechanical Engineering Design » dans la section en lien avec les courroies plates, on découvre l'équation suivante :

$$\frac{T_1 - T_C}{T_2 - T_C} = e^{\mu_1 * \phi}$$

Où $T_C = mr^2\omega^2$ et ϕ représente l'angle d'enroulement.

Pour l'instant, ϕ est posé à 180° donc π en radians. Le temps où le rapport des tensions est le plus élevé est lorsque le convoyeur est au repos, car ω est nul ce qui apporte une tension T_C égale à zéro. Dans ce cas, l'équation devient donc :

$$R = \frac{T_1}{T_2} = e^{\mu_1 * \phi}$$

Le tout a été posé égal à la variable R pour simplifier l'expression de cette équation dans ce rapport. Les seuls inconnus dans cette équation sont T_1 et T_2. Il faut alors trouver une autre relation pour les caractériser. Prenons la figure 24 où on analyse la courroie au point où la charge (la bille de bois) se situe.

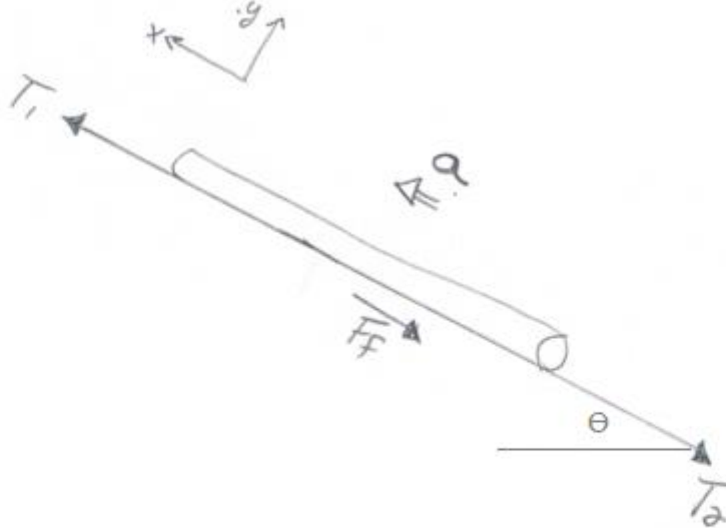


Figure 24 Aperçue du brin du haut de la courroie et les forces qu'elle subit

On obtient :

$$\Sigma F_x = m_x a$$

$$T_1 - T_2 - F_f = \frac{(W_L + 2W_B)}{g} * a + W_L * sin\theta$$

Dans la formule précédente, le poids de W_B n'a pas été décomposé en x lors de la somme de $m_x a$ car le poids du brin du bas annule l'effet du poids du brin du haut. Il reste à poser l'accélération. Cette dernière dépendra du moteur choisi. Étant donné

qu'on ne connait pas ce dernier, on pose une accélération et, une fois le moteur choisi, on validera ou modifiera cette accélération. L'accélération choisie est de 10 pieds/s². Il suffit maintenant d'effectuer quelques calculs :

$$R = \frac{T_1}{T_2} = e^{0,25*\pi}$$

$$R = \frac{T_1}{T_2} = 2{,}193$$
$$T_1 = 2{,}193T_2$$

De la seconde équation présentée:

$$T_1 - T_2 - 23{,}05 \text{ lb} = \frac{107{,}03 \text{ lb } + 2 * 23{,}1063 \text{ lb}}{32{,}2\ pi/s^2} * 10\frac{pieds}{s^2} + 107{,}03\ sin\ (45°)$$

$$T_1 - T_2 = 177{,}62\ lb$$

On peut maintenant combiner les 2 équations trouvées jusqu'à présent:

$$2{,}193T_2 - T_2 = 177{,}62\ lb$$

$$1{,}193T_2 = 177{,}62\ lb$$

$$T_2 = 148{,}89\ lb$$

$$T_1 = 326{,}51\ lb$$

On connait maintenant T_1 et T_2.

4.6.5.4 Calcul de la puissance nécessaire de la motorisation

Si on se fie au livre « Shigley's Mechanical engineering Design », la puissance nécessaire pour faire tourner le convoyeur (en hp) serait de :

$$\frac{(T_1 - T_2) * V}{33\ 000}$$

Où V est la vitesse en pieds par minute et T1-T2 est la force utile en lb.

Calculons donc cette puissance.

$$\frac{(177{,}62\ \ lb) * 155}{33\ 000}$$

0,8343 hp

Il sera aussi utile de savoir quel couple sera nécessaire au moteur choisi. On trouve ce couple en multipliant la force utile au rayon du rouleau comme suit :

$$C = 177{,}62\ lb * 2.5 \text{ po}$$
$$C = 444{,}05\ lb * po$$

Un facteur de sécurité sera ajouté à la puissance et, par le fait même, au couple nécessaire. Dans l'industrie du bois, le facteur de sécurité de 1,4 est souvent utilisé. Il a été déduit de diverses expérimentations. Étant donné que le convoyeur est utilisé aussi pour l'emploi du bois, ce facteur de sécurité sera appliqué ici aussi. La puissance requise en hp devient donc 1,17 et le couple requis devient 621,67 lb*po.

Ici, c'est le moteur OMP50 qui s'avère le plus approprié avec ses 820 lb*po de couple et sa vitesse maximale de 1230 rpm. Le couple fourni par ce moteur est beaucoup plus grand que celui désiré, mais le couple du moteur OMP 40 était un peu trop faible. On ne peut donc pas réduire le moteur. Les figures ci-dessous montrent les caractéristiques du moteur choisi.

SAUER DANFOSS

OMP
Technical Information
Technical Data

Technical data for OMP with 25 mm and 1 in cylindrical shaft

Type			OMP	OMP	OMP	OMP	OMP	OMP	OMP
Motor size			**25**	**32**	**40**	**50**	**60**	**80**	**100**
Geometric displacement	cm^3 [inch]		25.0 [1.53]	32.0 [1.96]	40.0 [2.45]	48.6 [2.97]	59.1 [3.61]	77.8 [4.76]	97.3 [5.95]
Max. speed	min^{-1} [rpm]	cont.	1600	1560	1500	1230	1000	770	615
		int.[1])	1800	1720	1750	1540	1250	960	770
Max. torque	N•m [lbf•in]	cont.	33 [290]	43 [380]	52 [460]	93 [820]	115 [1020]	150 [1330]	190 [1680]
		int.[1])	47 [420]	61 [540]	74 [660]	120 [1060]	140 [1240]	190 [1680]	230 [2040]
		peak[2])	67 [590]	86 [760]	107 [950]	140 [1240]	180 [1590]	220 [1950]	270 [2390]
Max. output	kW [hp]	cont.	4.5 [6.0	5.8 [7.8]	7.0 [9.4]	10.0 [13.4]	10.0 [13.4]	10.0 [13.4]	11.0 [14.8]
		int.[1])	6.1 [8.2]	7.8 [10.5]	10.6 [14.2]	12.0 [16.1]	12.0 [16.1]	12.0 [16.1]	13.0 [17.4]
Max. pressure drop	bar [psi]	cont.	100 [1450]	100 [1450]	100 [1450]	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]
		int.[1])	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]	175 [2540]	175 [2540]	175 [2540]	175 [2540]
		peak[2])	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]
Max. oil flow	l/min [US gal/min]	cont.	40 [10.6]	50 [13.2]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]
		int.[1])	45 [11.9]	55 [14.5]	70 [18.5]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]
Max. starting pressure with unloaded shaft	bar [psi]	standard	10 [145]	10 [145]	10 [145]	10 [145]	10 [145]	10 [145]	10 [145]
		free running gerotor	-	-	-	-	-	-	2 [29]
Min starting torque		at max. press drop cont. N•m [lbf•in]	30 [270]	40 [350]	45 [400]	80 [710]	100 [885]	135 [1200]	170 [1510]
		at max. press.drop int.[1]) N•m [lbf•in]	40 [350]	55 [490]	63 [560]	100 [890]	120 [1060]	170 [1510]	210 [1860]

[1]) Intermittent operation: the permissible values may occur for max. 10% of every minute.
[2]) Peak load: the permissible values may occur for max. 1% of every minute.

Figure 25 Types de moteur OMP

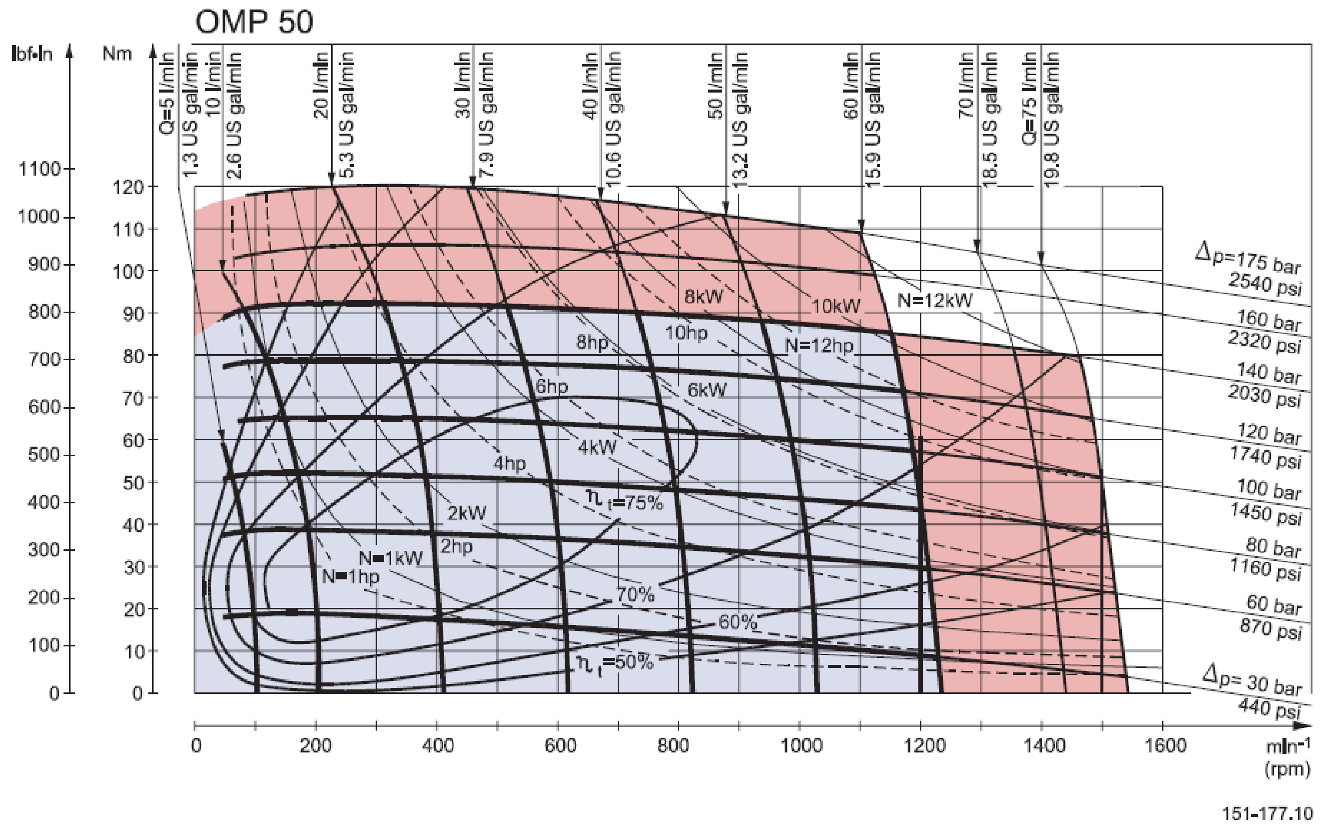


Figure 26 Caractéristiques du moteur OMP 50

Pour ce qui est de toutes les pièces du convoyeur, les mêmes que celles du convoyeur d'entrée seront utilisées pour des questions d'inventaire. Par conséquent, la même grosseur d'arbre sera utilisée, les mêmes roulements, etc. Mais au niveau des roulements, il faudra revalider les calculs étant donné que le convoyeur de sortie roule à plus haute vitesse. Aucun calcul ne sera effectué pour les autres composantes étant donné que c'est pour le convoyeur d'entrée qu'elles subissent les plus grandes forces.

Donc, on reprend le même calcul que pour les roulements du convoyeur d'entrée en changeant la force radiale subite et la vitesse de rotation du roulement.

Au niveau de la force radiale, on va commencer par évaluer la force exercée sur un rouleau:

$$T_{courroie_x} = T_1 + T_2$$

$$T_{courroie_x} = 326{,}51\ lb + 148{,}89\ lb$$

$$T_{courroie_x} = 475{,}4\ lb$$

La force due au poids du rouleau et de la courroie est de :

$$T_{poids_x} = (1/2 W_B + W_{rouleau})\, sin\, 45°$$

$$T_{poids_x} = \left(\frac{1}{2} * 23{,}1063\ \mathrm{lb} + 31\ lb\right) sin\, 45°$$

$$T_{poids_y} = (1/2W_B + W_{rouleau})\, cos\, 45°$$

$$T_{poids_y} = \left(\frac{1}{2} * 23{,}1063 \text{ lb} + 31\ lbs\right) cos\, 45°$$

$$T_{poids_x} = 30{,}09\ lb$$
$$T_{poids_y} = 30{,}09\ lb$$

On remarque que seul le poids du quart de la courroie est utilisé. Le haut de la courroie est supporté par une dalle en fer. Le bas de la courroie n'est soutenu que par le rouleau de tête et le rouleau de pieds. On néglige aussi le fait qu'une bille de bois peut passer sur le rouleau de tête. Cette négligence est acceptable, car une grande partie de la bille de bois est supportée par une dalle en métal. On suppose alors que chaque rouleau prend la même force. Il est maintenant possible de combiner ces 2 forces :

$$w = \sqrt{\left(T_{courroie} + T_{poids_x}\right)^2 + T^2_{poids_y}}$$

$$w = \sqrt{(475{,}4 + 30{,}09)^2 + 30{,}09^2}$$

w = 506,81 lb

Étant donné que l'assemblage de la tête est symétrique, chaque roulement supportera la moitié de ce poids, c'est-à-dire 253,19 lbf.

Si le convoyeur tourne à une vitesse de 250 pieds/min et que les rouleaux ont 5" de diamètre, cela donne une vitesse de:

$$\frac{250\,\frac{pieds}{min}}{\pi * (5/12)} = 190{,}99\ rpm$$

$$C_{10} = 238{,}65\left(\frac{10\,000 * 190{,}99 * 60}{10^6}\right)^{1/3} = 1159{,}17 lbf$$

La valeur C_{10} du roulement choisi est de 7900 lbf. Cela représente un facteur de sécurité de 6,82. Ce roulement peut donc faire sur ce rouleau aussi.

Il serait normal de se poser la question à savoir s'il ne serait pas mieux de dimensionner l'arbre de pied du convoyeur de sortie, car ce dernier aurait probablement besoin d'un arbre beaucoup plus petit que l'arbre de tête du convoyeur d'entrée. Or, dans le cas du convoyeur d'entrée, les roulements sont supportés par la dalle soutenant la courroie et la bille de bois. Dans le cas du convoyeur de sortie, le poids de la dalle sera repris par l'arbre de pieds (qui servira aussi de pivot au

convoyeur) et par la corde du treuil à manivelle. Ne sachant pas encore exactement la position du treuil à manivelle par rapport au convoyeur, il est difficile de connaitre la proportion du poids de la dalle en acier repris par l'arbre de pied. Aussi, il serait possible de faire reprendre une partie du poids par l'environnement du convoyeur, c'est à voir. Une fois le treuil à manivelle positionné, il sera possible de dimensionner l'arbre. Par expérience, un arbre de 1 15/16" devrait amplement suffire à la tâche. L'énorme facteur de sécurité sur les roulements au pied du convoyeur sert donc à parer l'effet du poids qui n'a pas été pris en compte dans les calculs.

3.6.6 Séquence d'opération du tronçonneur-fendeur

Un GRAFCET de premier niveau est présenté afin de montrer le fonctionnement du tronçonneur-fendeur.

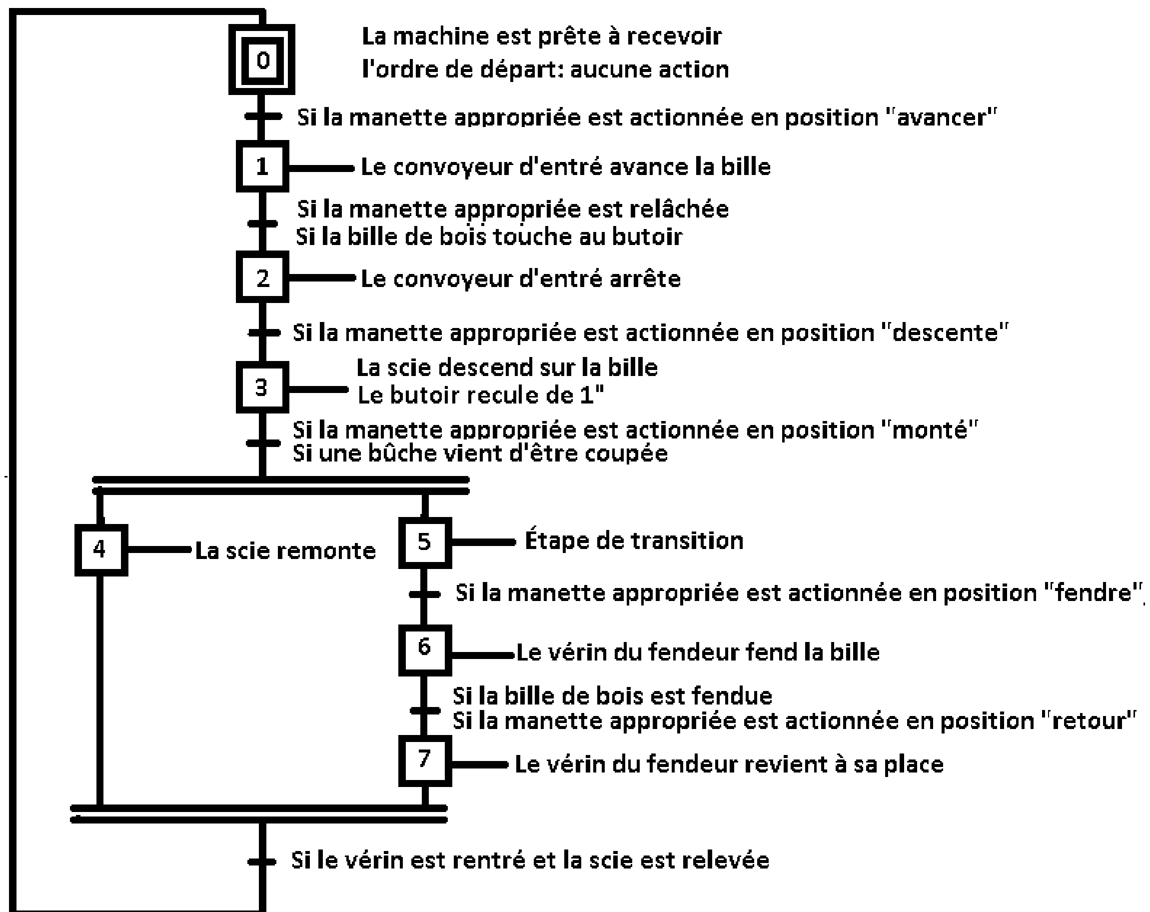


Figure 27 Grafcet du tronçonneur-fendeur

Il est à remarquer qu'aucune automatisation n'est présente dans le système. Les étapes devront être effectuées les unes à la suite des autres par l'opérateur de la machine. Les transitions dans le grafcet ci-haut ne sont présentent que pour rappeler à l'utilisateur les éléments à faire attention. Il aurait facilement été possible d'automatiser légèrement le procédé à l'aide de valves directionnelles. Une automatisation complète aurait aussi pu être réalisée grâce à des capteurs (limit switch) et des automates, mais cela aurait été extrêmement dispendieux et n'aurait pas eu raison d'être sur une machine destinée à des particuliers. L'idée d'automatiser légèrement le tout a été

envisagée, mais pour des raisons de coût et d'entretien, il a été décidé de faire confiance à l'opérateur. Moins la machine aura de pièces plus elle sera facile à réparer par un mécanicien en herbe en cas de bris et moins elle coutera cher en remplacement de composantes défectueuses.

Il est à noter que l'opérateur doit absolument attendre que le vérin soit revenu à son endroit initial après la fente d'une bûche avant de commencer à couper une autre bûche. Si cela n'est pas respecté, il y a un risque de coincement d'une bûche derrière l'outil poussoir au lieu de devant. L'opérateur doit toujours arrêter le moteur avant de tenter quelques opérations que ce soit sur la machine. Bref, l'énergie doit toujours être remise à zéro avant de décoincer une pièce de bois dans la machine ou réparer cette dernière.

3.6.7 Schéma hydraulique

Pour ce qui est du schéma, il aurait été possible de mettre toutes les composantes sur deux pompes couplées à un moteur en mettant sur les pompes un régulateur de pression. En cherchant encore un peu, il aurait été possible de faire fonctionner les composantes hydrauliques de toute la machine sur une seule pompe. Cela serait devenu très dispendieux, car jusqu'à présent, les recherches effectuées auprès des fournisseurs n'ont montré que des pompes à piston avec ce dispositif. Ce genre de pompe est très dispendieux. Il était donc plus avantageux de prendre 4 différentes pompes à engrenages couplées sur le même moteur. Sur cette machine, 3 pompes seront couplées entre elles et reliées au moteur diesel par une courroie tout comme la 4e pompe.

Voici le schéma hydraulique régissant le tronçonneur-fendeur:

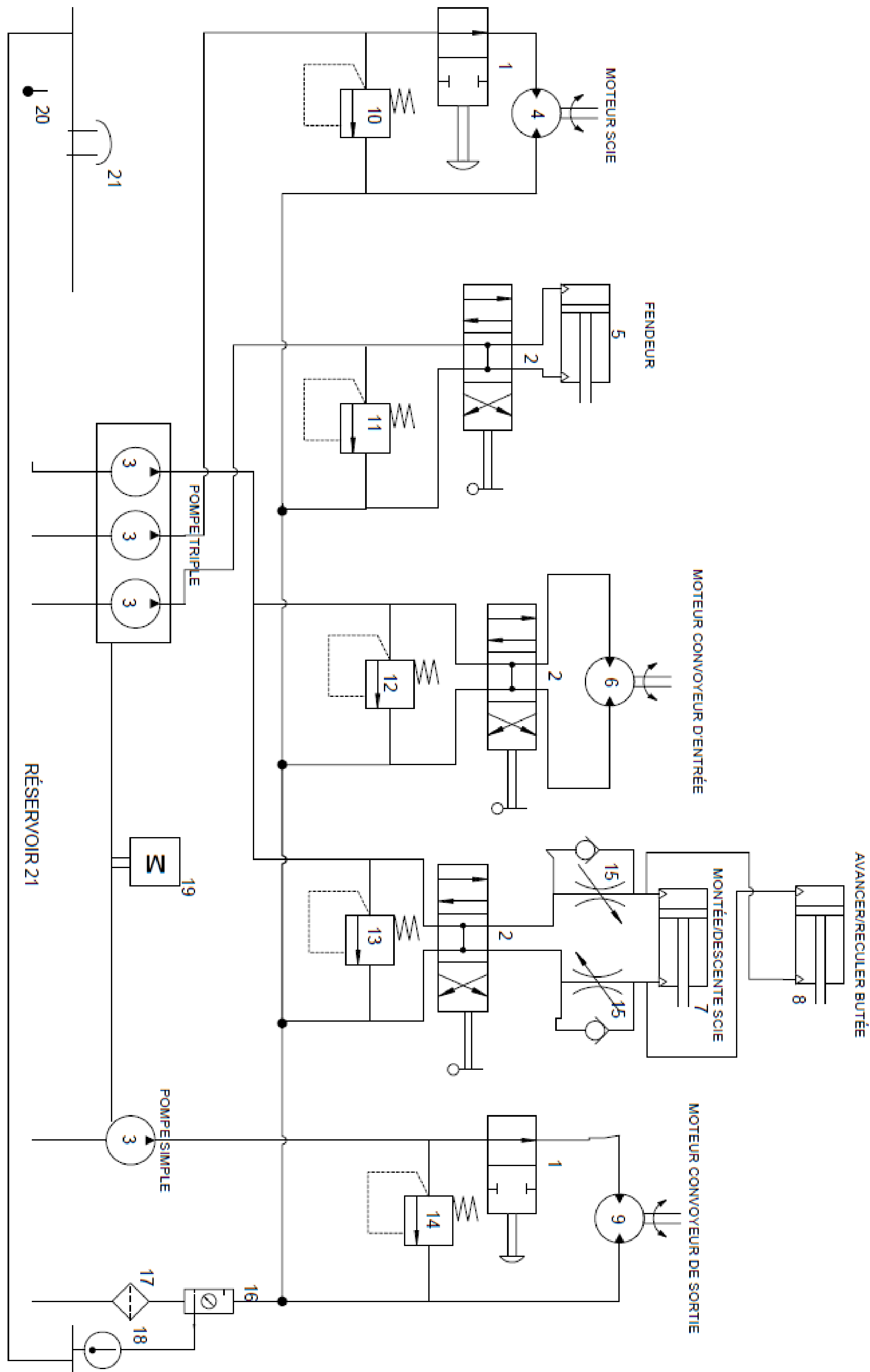


Figure 28 Scéma hydraulique du tronçonneur-fendeur

Si on regarde l'élément 1 du schéma, on retrouve un distributeur 2/2 à titre de bouton d'urgence pour la scie et le convoyeur de sortie. En effet, ces 2 éléments fonctionnent en permanence, mais doivent avoir un bouton d'urgence en cas de problème pour les arrêter. C'est l'élément 1 qui sera utilisé. Une fois le bouton d'urgence enclenché, le moteur n'est plus alimenté en huile donc ce dernier arrête immédiatement. Aucun distributeur en particulier n'a été ciblé, mais la compagnie Bosch en vend et la compagnie Engrenage Provinciale peut facilement conseiller une marque peu dispendieuse.

L'élément 2, lui, est un distributeur 4/3. Il est utilisé avec le fendeur, le convoyeur d'entrée et la montée ou la descente de la scie. Ce distributeur est relié à une manette. Le distributeur choisi pour effectuer les tâches demandées est le Modèle LS3000 acheté chez Engrenage provincial. Il est indiqué que ce distributeur est idéal pour les fendeurs à bois. De plus, il revient, à l'aide d'un ressort, à la position neutre. Aucun bouton d'urgence n'a été mis car si le distributeur est brisé et que la manette ne revient pas à la position neutre en cas d'urgence, l'utilisateur n'aura qu'à couper l'alimentation du moteur diesel se trouvant à côté de lui. L'utilisateur doit donc maintenir la manette enfoncée pour que cette dernière maintienne l'action qu'elle contrôle. Lors du relâchement de la manette, tous les mécanismes reviennent à la bonne place. Il contient un limiteur de pression. Ce dernier peut être ajusté à un maximum de 2750 psi, ce qui sera la pression maximale dans le vérin. Une brève description de ce distributeur apparaît à l'annexe A. La perte de charge dans le distributeur lorsque le vérin sera en fonction sera d'environ 40 psi selon l'annexe A. Par conséquent la pression maximale dans le vérin sera de 2710 psi.

L'élément 3 se retrouve à 4 endroits dans le schéma hydraulique. Ce sont les pompes. Pour des raisons d'économie, des pompes à engrenage avaient été choisies. Le modèle 2100 de la compagnie Permco est un modèle de pompe à engrenage permettant d'accoupler 3 pompes ensemble comme sur la figure qui suit:



Figure 29 Pompe triple Permco série 2100

Quelques règles régissent l'assemblage de pompes. Elles sont dites, entre autres, par la compagnie Marzocchi. En effet, la pompe précédant une seconde et une troisième doit être plus puissante ou doit avoir la même puissance que la ou les pompes qui suivent. Cette règle s'applique aussi au niveau du déplacement. De plus, tous les niveaux de la pompe doivent tourner dans le même sens. Lors de la

commande, c'est dans la façon d'écrire le numéro de la pompe qu'on comprend que la pompe de modèle 2100 à 3 étages. Étant donné qu'aucune pompe quadruple n'a été trouvée, la pompe dirigeant le moteur du convoyeur de sortie sera aussi une Permco , mais n'aura qu'un étage. La pompe triple et la pompe simple seront assemblées au moteur par des poulies et des courroies. S'il n'y avait pas eu la pompe triple, l'assemblage des pompes avec le moteur aurait comporté encore plus de poulies et de courroies et aurait pris plus de place. Les arbres sur les pompes seront des arbres avec acier à clé. Maintenant, il serait bon de regarder la table des performances de la pompe sélectionnée.

Specifications

Gear Pumps

Displacement IN^3/rev	Output GPM 1000 RPM 2000 PSI	Gear Width Inch	Combo/Box Unit Port Size NPT Side	Rear	Max Pressure PSI	Working Speed RPM Max	Min	Input HP 1000 RPM 2000 PSI
1.00	**	1/2"	1/2"	1"	3000	2400	600	**
1.50	**	3/4"	3/4"	1"	3000	2400	600	**
2.00	6.5	1"	1"	1"	3000	2400	600	11.6
2.50	8.5	1-1/4"	1"	1"	3000	2400	600	15.0
3.00	11.0	1-1/2"	1-1/4"	1"	3000	2400	600	18.3
3.50	12.5	1-3/4"	1-1/4"	1"	2500	2400	600	21.1
4.00	15.0	2"	1-1/4"	1"	2500	2400	600	24.4

Figure 30 Spécifications des pompes Permco série 2100

En ce qui concerne le vérin du fendeur, on veut la pression maximale et un débit maximal. Ce sera donc la pompe avec un engrenage de 1" qui sera choisie, car il peut fournir 2710 psi de pression. On n'a pas la courbe d'opération de la pompe. On sait que la pompe peut tourner à 1000 rpm en fournissant 2000 psi. Elle devrait pouvoir atteindre les mêmes performances avec 2750 psi. C'est cependant à confirmer lorsque les courbes d'opération de la pompe seront obtenues.

On sait aussi que le débit sortant d'une pompe en gallon par minute représente:

$$GPM = \frac{Vitesse\ en\ rpm * déplacement\ en\ po^3}{231}$$

$$GPM = \frac{2000 * 2}{231}$$

$$GPM = 17{,}31$$

On va se contenter de ce gallonage. Il est certain qu'on veut que le vérin se déplace le plus vite possible, or, cela nécessiterait un moteur plus puissant donc plus dispendieux. Sachant que ce gallonage représente 3000 po³ par minute et que le vérin à un diamètre de 4 pouces, la vitesse du vérin lors de la fente devient donc de:

$$Vitesse\ du\ vérin\ \left(\frac{pieds}{seconde}\right) = \frac{231 * débit\ (gpm)}{12 * 60 * \frac{\pi d^2}{4}}$$

$$Vitesse\ du\ vérin\ \left(\frac{pieds}{seconde}\right) = \frac{231 * 17{,}31}{12 * 60 * \frac{\pi * 4^2}{4}}$$

$$Vitesse\ du\ vérin\ \left(\frac{pieds}{seconde}\right) = 0{,}44\ pieds/s$$

Le vérin va parcourir une distance de 19" en 3,6 s. Sachant que ce dernier va revenir beaucoup plus vite, cette vitesse est très acceptable. La puissance requise sera donc de:

$$Puissance\ (HP) = \frac{Pression\ (Psi) * Débit\ (Gpm)}{1714}$$

Donc:

$$Puissance = \frac{2750 * 17{,}31}{1714}$$

$$Puissance = 27{,}77\ hp$$

Avec les informations qu'on a, il est facile de dire que le limiteur de pression numéro 11 sera ajusté à 2700 psi à cause de la limite du distributeur utilisé. Le limiteur de pression 10 sera ajusté à 2000 psi, car la scie ne peut pas prendre une plus grande pression et qu'on ne connait pas la perte de charge dans le distributeur utilisé. Le limiteur de pression 12 sera ajusté à 2070 psi, car le différentiel de pression désiré est de 2030 psi et on a une perte de charge de 40 psi dans le distributeur. Le différentiel de pression désiré a été trouvé dans la courbe du moteur choisi. Le limiteur de pression 13 sera ajusté à 43 psi sachant qu'on aura une perte de charge de 40 psi dans le distributeur et qu'on veut que les vérins ne forcent que très peu même pas du tout. Le limiteur de pression 14 sera ajusté à 1780 psi sachant que la courbe du moteur indique que seuls 1740 psi sont nécessaires pour faire fonctionner le moteur hydraulique au couple et à la vitesse voulue.

Au niveau du moteur alimentant le convoyeur d'entrée, on avait dit que la vitesse qui serait plaisante à atteindre serait de 90 pieds/minutes, mais que même si la pompe fournissait un plus grand galonnage, ce n'était pas grave. Selon la courbe du moteur hydraulique choisi, pour atteindre la vitesse de 90 pieds par minute, un débit de 2,6 galons par minute est nécessaire. Si la pompe avec un engrenage de 1/2" est choisie, le débit fournit sera de:

$$GPM = \frac{Vitesse\ en\ rpm * déplacement\ en\ po^3}{231}$$

$$GPM = \frac{2000 * 1}{231}$$

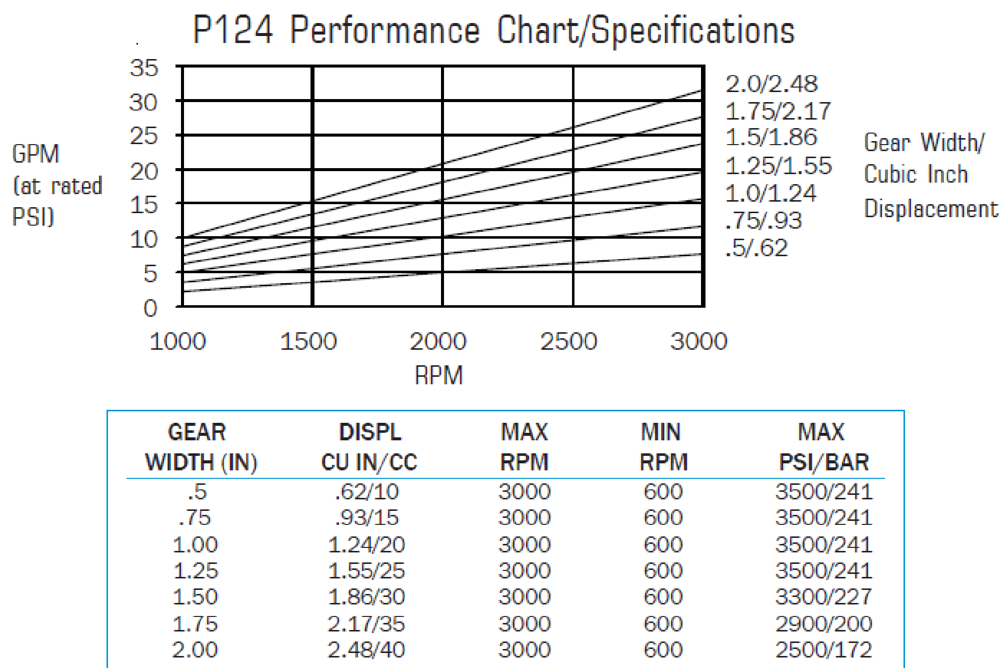
$$GPM = 8{,}66$$

Ce débit fourni est beaucoup plus élevé que celui voulu, mais, comme dit précédemment, le convoyeur n'aura pas assez le temps d'accélérer pour en faire un drame.

En ce qui a trait à la scie, un débit maximal de 8 gpm pourrait être nécessaire. Si la pompe avec un engrenage de 1/2" est choisie, le débit fourni sera de 8,66.

Par conséquent, la pompe triple tournera à 2000 rpm et, en partant du moteur, ses niveaux devront être dans cet ordre-ci: le niveau alimentant le fendeur, celui alimentant la scie et celui alimentant le convoyeur d'entrée.

Pour la pompe simple alimentant le convoyeur de sortie, le moteur de ce dernier a besoin de 2,6 gpm afin de pouvoir opérer aux conditions voulues. Il n'a besoin de fournir que de 1780 psi. La pompe ayant un engrenage large de 1/2" et tournant à 2000 rpm fournirait 8,66 gpm. C'est beaucoup trop élevé. Une pompe Permco de série P 124 sera alors choisie. Les caractéristiques de cette pompe sont les suivantes:



GEAR WIDTH (IN)	DISPL CU IN/CC	MAX RPM	MIN RPM	MAX PSI/BAR
.5	.62/10	3000	600	3500/241
.75	.93/15	3000	600	3500/241
1.00	1.24/20	3000	600	3500/241
1.25	1.55/25	3000	600	3500/241
1.50	1.86/30	3000	600	3300/227
1.75	2.17/35	3000	600	2900/200
2.00	2.48/40	3000	600	2500/172

Figure 31 Spécifications de la pompe de série P124

La pompe avec un engrenage de 1/2" de largeur a été choisie. Voici le galonnage fournit:

$$GPM = \frac{Vitesse\ en\ rpm * déplacement\ en\ po^3}{231}$$

$$GPM = \frac{2000 * 0{,}62}{231}$$

$$GPM = 5{,}37\ gpm$$

Dans ce cas, il n'est pas très grave que le convoyeur tourne un peu plus vite et, selon la courbe du moteur, ce dernier, le moteur tournerait à environ 300 rpm. Le calcul des roulements à été repris et ces derniers résistent à cette vitesse avec un facteur de sécurité encore très élevé.

Les éléments 4 (moteur de la scie), 5 (vérin du fendeur), 6 (moteur du convoyeur d'entrée), 7 (vérin faisant monter et descendre la scie), 8 (vérin de la butée) et 9 (moteur du convoyeur de sortie) ont été justifiés tout au long de ce rapport donc aucun commentaire supplémentaire ne sera émis à leurs sujets.

L'élément 15 revient 2 fois dans le schéma hydraulique. Ce dernier a pour but de réguler la vitesse de montée et de descente de la scie et la vitesse d'avance et de recul de la butée. En effet, sans ces derniers limiteurs de débit, la scie et la butée risqueraient de subir des chocs même si l'utilisateur essaie de contrôler la vitesse de déplacement en jouant avec la manette du distributeur. Le mouvement de la scie sera multiplié par un bras de levier donc le contrôle de la vitesse de cette dernière en contrôlant le déplacement du vérin sera extrêmement difficile sans l'aide de limiteurs de débit.

Il est à remarquer que le convoyeur d'entré, le vérin pour faire monter et descendre la scie et le vérin contrôlant la butée sont tous sur le même moteur. La raison de cela est simple: le convoyeur et ces vérins ne peuvent physiquement pas fonctionner en même temps. De plus, le vérin contrôlant la butée n'a tellement pas besoin de débit et n'agit tellement pas longtemps qu'il ne troublera pas le fonctionnement du vérin contrôlant la montée et la descente de la scie.

La filtration de l'huile est un élément important. Ici, 3 choix s'offraient: mettre un filtre sur l'alimentation en huile, mettre un filtre sur le retour en huile, mettre un filtre sur l'alimentation et sur le retour en huile. Dans le cas de la présente machine, seul un filtre sur le retour de l'huile a été mis. Mettre un filtre sur l'alimentation et sur le retour de l'huile s'avère un peu exagéré pour une machine qui a des fins non industrielles. Un filtre sur l'alimentation devrait être un filtre pouvant subir de hautes pressions. Ces derniers sont souvent plus dispendieux et risquent de briser plus vite. Pour finir, si l'huile est filtrée avant de retomber dans le réservoir, elle devrait restée propre dans ce dernier et se diriger vers les machines en étant tout aussi propre. Aucun filtre de retour en particulier n'a été pointé, mais la compagnie Parker en fournit de très bons pour un prix raisonnable. Le filtre de retour est l'élément 17 du schéma.

L'élément 18 est un ensemble pour contrôler la température qui est couplée à un refroidisseur (élément 16 du schéma). Ce refroidisseur n'est composé que d'un radiateur avec un ventilateur alimenté par une simple batterie 12V. On retrouve ces ensembles de refroidissement chez la compagnie AKG. En cas de bris d'un de ces éléments, un indicateur de niveau de température (élément 20 du schéma) a été ajouté et ce sera à l'utilisateur d'y porter un coup d'œil de temps en temps. Cet indicateur de température se retrouve aussi chez AKG.

Il ne reste plus qu'un élément à dimensionner: le moteur diesel. Le choix d'un moteur diesel au lieu d'un moteur à essence s'est fait principalement à cause que ce dernier peut fournir un couple important et un meilleur rendement. On a calculé que la puissance nécessaire pour le convoyeur d'entrée est de 2,01 hp sans facteur de sécurité. La puissance maximale dont aura besoin la scie est de 9,33 hp. La puissance du vérin du fendeur sera de 27,77 hp. Le convoyeur de sortie nécessitera 1,17 hp exempt de

facteur de sécurité. Étant donné que chaque machine fonctionnera chacune son tour, la pire puissance nécessaire sera lorsque la scie tournera librement sans demander de puissance, le convoyeur de sortie fonctionnera et le vérin sera en train de fendre. Cela représente une puissance maximale d'environ 30 hp. Au décollage de la machine, la scie tournera sans demander de pression et le convoyeur de sortie tournera. Cela représente un besoin d'environ 2 hp.

Étant donné que le moteur est très couteux, qu'il est une des pièces maitresses de la machine et qu'on ne connait pas le facteur de performance des composantes, le facteur de sécurité utilisé sur ce dernier sera de 2. La compagnie Kubota fournit de bons moteurs diesel pour des fins agricoles. Voici la charte des moteurs qu'ils fournissent:

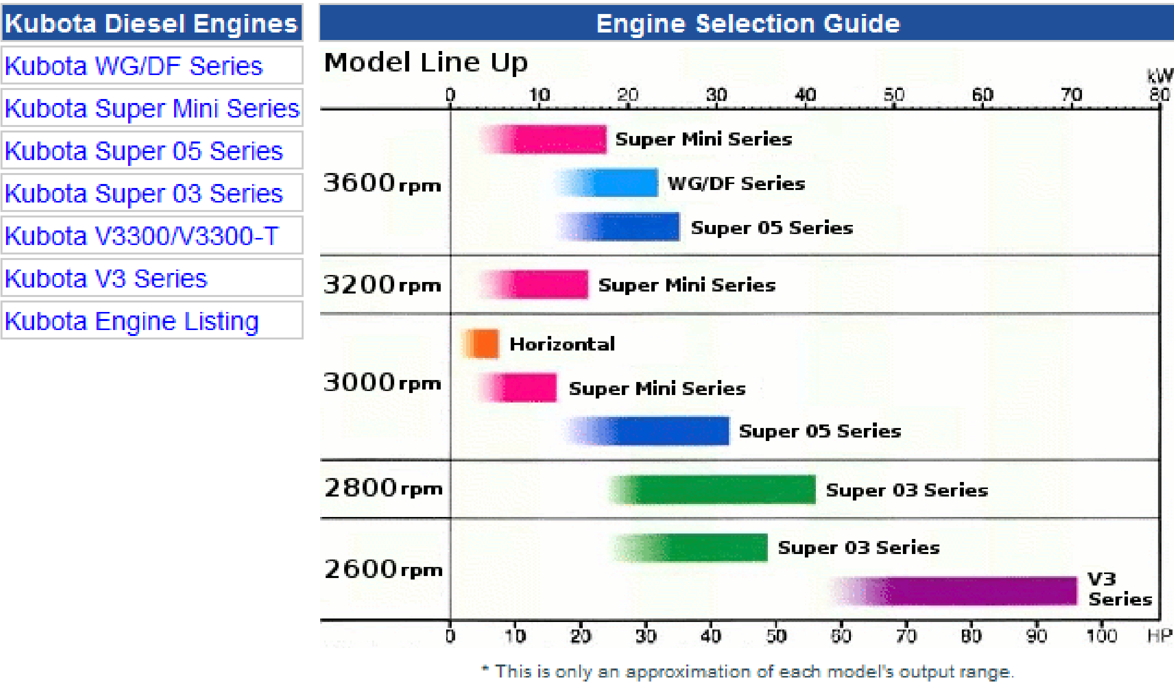


Figure 32Spécifications des moteurs diesel Kubota

Étant donné que le moteur choisi devra pouvoir fournir 60 hp (environ 45 kW), il faudra sélectionner un moteur dans la série V3. Le moteur correspondant le plus aux besoins est le V3307-DI-T-E3B. En effet, ce dernier peut fournir 55,4 kW à 2600 rpm. Étant donné que le moteur tournera à 2000 rpm, il sera en mesure de fournir environ 53 hp comme le montre la figure ci-dessous.

PERFORMANCE CURVE

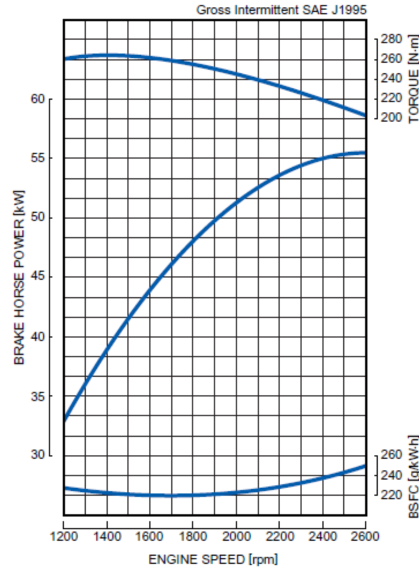


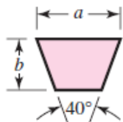
Figure 33 Courbe de performance du moteur Kubota V3307-DI-T-E3B

On remarque aussi que la puissance de départ de ce moteur est de 34 kW ce qui est beaucoup plus élevé que ce qui est nécessaire.

Il faudrait éventuellement dimensionner les courroies qui se trouveront sur le moteur et qui le relieront à la pompe triple et à la pompe simple. Par manque de temps, cela ne sera pas fait. Cependant, un type de courroie à utiliser peut facilement être pointé. Des courroies en V seraient choisies pour leur grande résistance à la traction et leur résistance au fluage élastique. Du livre "Shigley's Mechanical Engineering Design Ninth Edition", on retrouve le tableau suivant:

Table 17–9

Standard V-Belt Sections



Belt Section	Width a, in	Thickness b, in	Minimum Sheave Diameter, in	hp Range, One or More Belts
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$–10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1–25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15–100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50–250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 and up

Figure 34 Spécifications des courroies en V de section A, B, C, D, E

Sur la pompe triple, c'est lorsque le fendeur sera en action que la puissance à transmettre sera la plus élevée. Cette puissance est de 27,77 hp. Ce nombre de hp à transmettre est très près du nombre de hp maximal pour une courroie de type B. Pour une question de sécurité, une courroie de type C serait utilisée. Pour des fins d'uniformité, une courroie de type C serait aussi utilisée pour rejoindre la pompe simple au moteur. Il reste maintenant à déterminer le nombre de courroies de type C à utiliser ainsi que le diamètre de la poulie. La vitesse ou le couple n'ont as besoin d'être découplés donc les 3 poulies pourront être de même dimension.

Après toutes ces dimensionnements, il est possible d'avoir un aperçu de la machine finale:

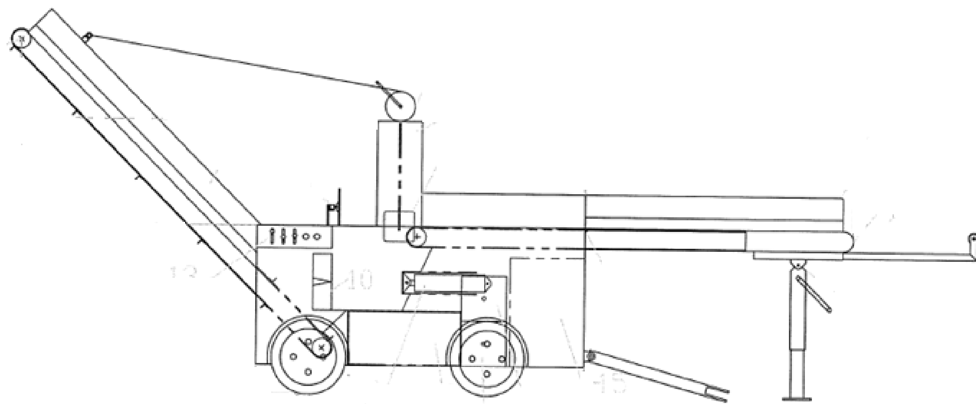


Figure 35 Aperçu de la machine

3.6.8 Sécurité

Plusieurs risques guettent cette machine. Outre les risques liés avec la réparation des éléments de la machine ou de l'aiguisage de la lame, 3 principaux risques guettent les utilisateurs de la machine: les risques de coincement principalement entre le butoir et la bûche, entre la bûche et la pièce fendant le bois et lorsque les convoyeurs se font plier. Il y a aussi les angles entrants qu'on retrouve principalement où les rouleaux de tête et de pied des convoyeurs. En effet, une partie du corps risque de se faire entrainer entre la courroie et ces rouleaux. Il y a un risque de coupure lorsque la scie est en action. Il est aussi recommandé de porter en tout temps des lunettes de sécurité en cas de bris en lien avec l'huile sous pression.

En lien avec les risques de coincement, il faudra mettre des gardes de sécurité éloignant la personne du danger. Le même genre de dispositif de protection devra être utilisé pour éloigner le corps de la personne de la scie. La hauteur de ses gardes de sécurité devra respecter les dimensions données par le livre "Sécurité des machines: Prévention des phénomènes dangereux d'origine mécanique" allant comme suit:

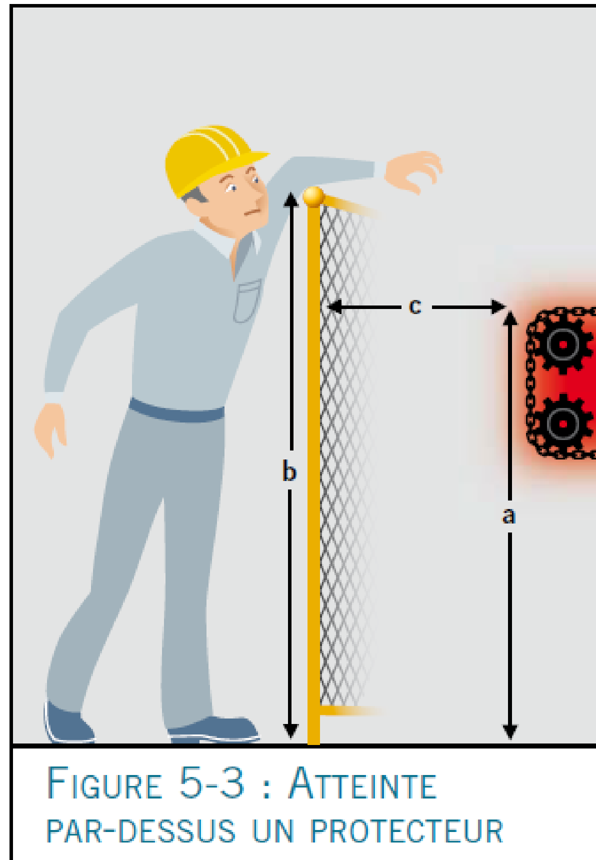


Figure 36 Atteinte d'une source de danger par-dessus un protecteur

TABLEAU 5-1 : RISQUES ÉLEVÉS – DISTANCES DE SÉCURITÉ EN CAS D'ATTEINTE POSSIBLE PAR-DESSUS UN PROTECTEUR [19]

Hauteur de la zone dangereuse « a » (mm)	Hauteur du protecteur fixe de maintien à distance « b* » (mm)							
	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2500	2700
	Distance horizontale par rapport à la zone dangereuse « c** » (mm)							
2700	0	0	0	0	0	0	0	0
2600	700	600	600	500	400	300	100	ds
2400	900	800	700	600	400	300	100	ds
2200	1000	900	800	600	400	300	ds	ds
2000	1100	900	800	600	400	ds	ds	ds
1800	1100	900	800	600	ds	ds	ds	ds
1600	1100	900	800	500	ds	ds	ds	ds
1400	1100	900	800	ds	ds	ds	ds	ds
1200	1100	900	700	ds	ds	ds	ds	ds
1000	1000	800	ds	ds	ds	ds	ds	ds
800	900	600	ds	ds	ds	ds	ds	ds
600	800	ds	ds	ds	ds	ds	ds	ds
400	400	ds	ds	ds	ds	ds	ds	ds
200	ds	ds	ds	ds	ds	ds	ds	ds
0	ds	ds	ds	ds	ds	ds	ds	ds

Figure 37 Distances de sécurité à respecter en cas d'atteinte par-dessus un protecteur

La grosseur du grillage de ces gardes devra respecter ces dimensions:

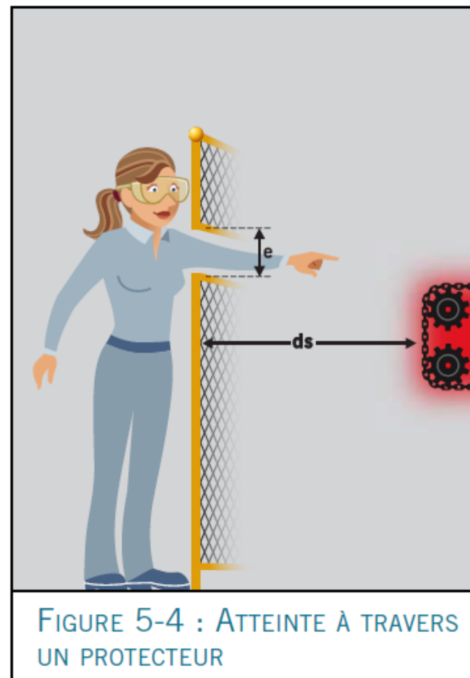


Figure 38 Atteinte d'une source de danger à travers un protecteur



Figure 39 Ouvertures possibles dans les protecteurs

TABLEAU 5-3 : OUVERTURE MAXIMALE EN FONCTION DE LA DISTANCE DE SÉCURITÉ « ds »

Ouverture en forme de fente ou de rainure (tiré de la norme CSA Z432-04 [21])			
Distance de sécurité « ds » (mm)	**Ouverture maximale possible (mm)**	**Ouverture (mm)**	**Distance de sécurité « ds » minimale (mm)**
Moins de 13	S. O.*	De 0 à 6	≥ 13
De 13 à 63,9	6	De 6,1 à 11	≥ 64
De 64 à 88,9	11	De 11,1 à 16	≥ 89
De 89 à 165,9	16	De 16,1 à 32	≥ 166
De 166 à 444,9	32	De 32,1 à 49	≥ 445
De 445 à 914,9	49	De 49,1 à 132**	≥ 915
≥ 915	132**		

Ouverture de forme carrée (tiré de la norme CSA Z432-04 [21])			
Distance de sécurité « ds » (mm)	**Ouverture maximale possible (mm)**	**Ouverture (mm)**	**Distance de sécurité « ds » minimale (mm)**
Moins de 13	S. O.*	De 0 à 6	≥ 13
De 13 à 47,9	6	De 6,1 à 11	≥ 48
De 48 à 65,9	11	De 11,1 à 16	≥ 66
De 66 à 165,9	16	De 16,1 à 32	≥ 166
De 166 à 444,9	32	De 32,1 à 49	≥ 445
De 445 à 914,9	49	De 49,1 à 132**	≥ 915
≥ 915	132**		

Ouverture en forme de cercle (tiré de la norme ISO 13852:1996 [19])			
Distance de sécurité « ds » (mm)	**Ouverture maximale possible (mm)**	**Ouverture (mm)**	**Distance de sécurité « ds » minimale (mm)**
Moins de 2	0	0 - 4	≥ 2
De 2 à 4,9	4	4,1 < e ≤ 8	≥ 5
De 5 à 19,9	8	8,1 < e ≤ 10	≥ 20
De 20 à 79,9	10	10,1 < e ≤ 12	≥ 80
De 80 à 119,9	12	12,1 < e ≤ 40	≥ 120
De 120 à 849,9	40	40,1 < e ≤ 120***	≥ 850
≥ 850	120***		

* Le protecteur doit être situé à plus de 13 mm du phénomène dangereux.
** La taille maximale des ouvertures en forme de fente et de forme carrée est de 132 mm.

Figure 40 Ouverture maximale admissible dans un protecteur à une distance ds du danger

Les gardes devront s'enlever seulement avec l'aide d'un outil (outils quart de tour ou clé quelconque), le cadre du garde devra être jaune et le grillage noir.

En lien avec les angles entrants sur les convoyeurs, la solution serait de mettre une tôle cachant le bout des rouleaux et descendant le long du convoyeur sur une longueur à déterminer lors de la réalisation des dessins techniques. Il faudrait ajouter, en plus de cette tôle, une charnière dont l'espace maximal entre cette dernière et la courroie ou le rouleau serait de 5 mm. Voici des exemples de disposition de charnière considérée comme efficaces:

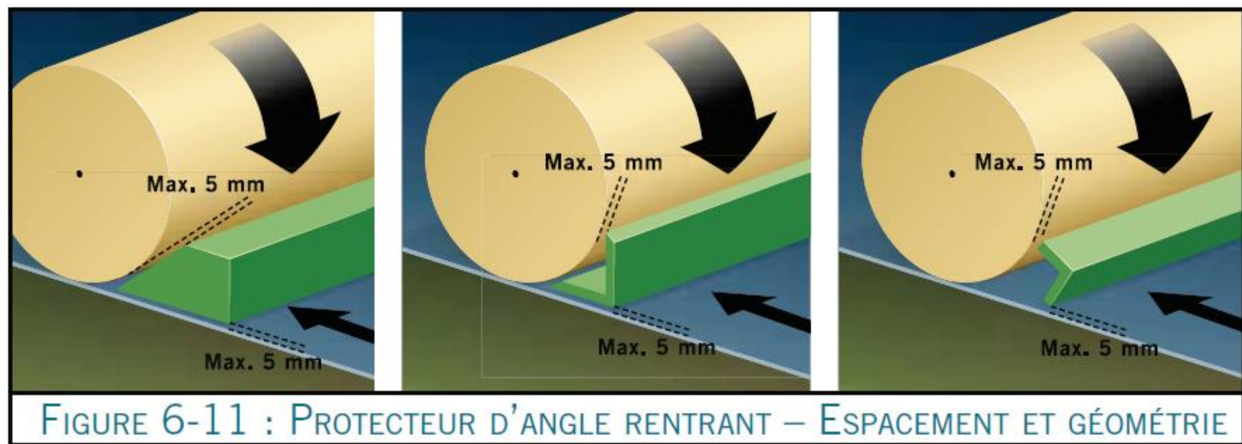


Figure 41 Protection des angles entrants

4.6.9 Bilan des coûts

Voici la distribution approximative des coûts prévus.

Tableau 9 Approximation des coûts

Élément	*Coût approximatif*
Convoyeur d'entré (incluant le temps de fabrication)	2000$
Convoyeur de sortie (incluant le temps de fabrication)	2000$
Scie	600$
Vérins	1000$
Système de refroidissement d'huile	350$
Distributeurs	400$
Matériel hydraulique (reniflard, tuyaux...)	1000$
Roues et suspension usagée	600$
Pompe triple usagée	450$
Pompe simple	80$
Moteur diesel	700$
Tôle d'acier	2000$
Objets divers (pivots, treuil à manivelle...)	500$
Temps de travail (excluant celui des convoyeurs)	3000$
Coût total	14 680$

4. Bilan des activités

4.1 Arrimage formation pratique/universitaire

Grâce à ce projet, il a été possible de mettre en application les notions des cours de "Mécanique pour l'ingénieur", "Éléments de machine", "Calcul et conception de machine" et "Contrôle des systèmes mécaniques".

Ayant réalisé tous mes stages dans une scierie, le projet a été grandement facilité par ma connaissance des pièces habituellement utilisées dans cette industrie et ma relation avec certains fournisseurs et experts qui ont pu devenir mes conseillers tout au long du projet.

Il est à remarquer que le côté plus en lien avec la connaissance des différents types de pièces sur le marché n'a pas été acquis en cours, mais en stage et que si je n'avais pas eu mes stages en scierie, il m'aurait été difficile de trouver les éléments mécaniques dont j'avais besoin. C'est alors que j'ai remarqué que le baccalauréat en génie mécanique ne met pas assez l'accent sur le côté pratique et appliqué de la théorie.

4.2 Travail d’équipe

Bien que ce projet ait été effectué individuellement, les relations avec des professionnels ont été primordiales à l'accomplissement de ce projet. Il a été remarqué qu'il faut savoir de quoi on parle et avoir déjà une idée très précise de ce que l'on veut lorsqu'on fait affaire avec des professionnels avec plusieurs années d'expérience, car ils ne fondent aucun jugement ou n'émettent aucune suggestion sur des à peu près afin de ne pas conseiller par mégarde de mauvaises composantes. C'est alors la difficulté que j'ai rencontrée: avoir défini les paramètres de fonctionnement avant de les contacter. Souvent, en étant étudiant, on a l'habitude de calculer à peu près et de se faire rediriger par la suite. En réalité, j'ai appris que chacun à un rôle bien précis et qu'un conseillé aux pièces ou un technicien ne calculera pour toi et ne te tiendra pas par la main tout au long du projet. J'ai donc appris que chaque personne a un rôle différent et primordial dans une conception mécanique et que tout le monde doit être compétent dans son domaine.

4.3 Respect de l’échéancier

Le projet s'est réellement déroulé selon cet échéancier:

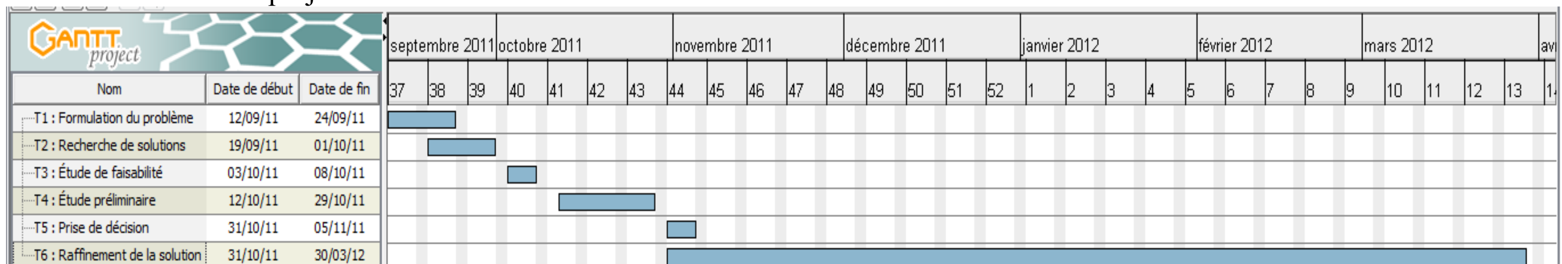


Figure 42 Échéancier du projet

Lors de la remise du plan de projet, il y avait la section "Plans et devis". Cette dernière a dû être retirée du projet par manque de temps. En effet, le projet avait été sous-évalué. Il n'était pas prévu qu'une pièce puisse être changée 3 fois avant d'atteindre sa dimension optimale. De plus, le nombre de composantes avait été sous-estimé. Jamais il n'avait été prévu que le tronçonneur-fendeur comporte autant de pièces. C'est pour ces raisons que la partie raffinement de la solution n'est pas terminée. Il reste aussi à placer officiellement toutes les pièces dans la machine.

4.4 Analyse et discussion

Le présent projet s'est bien déroulé. Si on parle des points forts du projet, la démarche utilisée est logique et séquentielle. Plusieurs itérations ont été effectuées en changeant une pièce à chaque itération afin d'obtenir le dimensionnement optimal des composantes. Les erreurs ont été minimisées en demandant des conseils à des experts. Les résultats obtenus sont plausibles si on compare aux dimensions de composantes utilisées dans l'univers des scieries. Ce n'est pas seulement des calculs théoriques qui ont été effectués, mais il a été vérifié que les calculs théoriques correspondent à des pièces réelles.

Au niveau des points faibles du projet, on retrouve le fait qu'il est entièrement théorique et qu'on ne peut pas valider immédiatement les choix faits et les calculs effectués. On retrouve le fait que le projet est très gros pour une seule personne ce qui fait qu'il n'a pas pu être complété comme il le devrait. Les plans de fabrications n'ont pas pu être entamés, aucun appel d'offres en lien avec les pièces n'a pu être fait afin d'optimiser entièrement le prix de fabrication, plusieurs pièces n'ont pas été entièrement choisies et seul un nom de fabricant a été donné comme c'est le cas du reniflard ou du système de refroidissement. La lubrification des composantes et le choix de l'huile utilisé ont été mis de côté. Les courroies entre le moteur et les pompes n'ont pas pu être dimensionnées par manque de temps.

Un point peut être considéré comme un point positif et négatif: l'utilisation du système impérial. En effet, le système impérial a été choisi, car il facilitait la communication avec les fournisseurs de pièces et les clients potentiels. C'est un point négatif, car on tente maintenant de travailler dans le système international. La facilité de communication a primé dans ce projet.

Un autre point peut être considéré comme un point positif et négatif. Les pièces choisies sont celles utilisées dans des scieries qui ont fait leurs preuves dans des milieux hostiles. Leur utilisation dans le tronçonneur-fendeur a été priorisée face à d'autres pièces pouvant accomplir la même tâche à moins cher, mais dont on ne connait pas la réaction en milieu hostile. La fiabilité a alors primé sur le coût de fabrication afin d'éviter des bris répétitifs et des casse-têtes pouvant couter encore bien plus cher.

En résumé, si le projet était continué, la même démarche serait utilisée. Plus de temps serait pris afin de terminer le projet à 100% et des essais d'ajustements seraient effectués une fois la machine construite. Par conséquent, pour le temps fourni, je suis satisfaite du travail réalisé jusqu'à présent.

5. Conclusion et recommandations

Dans ce rapport, il a été possible de déterminer que l'entrée et la sortie de la machine seront un convoyeur à courroie. Le convoyeur de pied sera inclinable. Malgré le fait que ces éléments ajoutent un certain coût à la machine, leur raison d'aide se justifie par la protection de la santé et de la sécurité du travailleur (exemple: protection contre les maux de dos). Le tronçonneur sera une simple scie à chaine à cause de son faible coût et de son caractère commun pour la plupart des gens. Le fendeur sera un vérin hydraulique, car c'est ce genre de fendeur qui a fait ses preuves avec le temps.

Au niveau de la motorisation, un moteur diesel sera utilisé pour motoriser une pompe simple et une pompe triple. La pompe triple alimentera la scie à chaine hydraulique achetée directement d'un fournisseur, le fendeur, et le moteur hydraulique du convoyeur d'entrée. La pompe simple alimentera le moteur hydraulique du convoyeur de sortie. Pour mieux comprendre l'assemblage de l'hydraulique de la machine, le présent rapport contient un schéma hydraulique détaillé.

Pour mieux aider l'opérateur dans ses actions, un grafcet des actions à poser a aussi été fourni. Pour minimiser les prix, les composantes offrant le meilleur rapport qualité/prix ont été sélectionnées. Par exemple, une pompe à engrenages au lieu d'à pistons a été choisie, aucune automatisation sur la machine n'a été réalisée, le moteur du convoyeur d'entré n'a pas d'embrayage et des moteurs hydrauliques à utilisation non industrielle ont été choisis. Pour faciliter les déplacements de la machine, cette dernière a été mise sur des roues et à un accouplement pouvant s'attacher derrière un camion. Afin d'aider le technicien qui travaillera à la modélisation de la machine, les endroits dangereux de cette dernière ont été pointés et les tables de dimensions à respecter pour des gardes de sécurité ont été incluses dans ce rapport.

Comme il a été remarqué, il a été impossible de terminer la conception complète de la machine. En effet, choisir chacune des pièces de la machine est un travail colossal pour une personne moins habituée avec le choix de pièces et les marques disponibles sur le marché. De plus, étant moins habile avec la modélisation qu'un technicien peut l'être, seul un croquis de la machine à l'échelle a été produit en vue d'une modélisation complète par un technicien.

Parmi les choses qu'il faudrait faire avant que le projet ne se concrétise, on retrouve le fait de s'assurer que la contrainte appliquée sur l'arbre de tête du convoyeur d'entrée se trouve sous la limite d'endurance du matériau utilisé afin qu'il n'y ait pas de rupture en fatigue de l'arbre. Aussi, il serait bon de déterminer le diamètre minimal du boulon tendeur. Il est à noter que le diamètre de ce dernier sera plus une question d'harmonie avec les pièces avoisinantes.

Le nombre de courroies de transmission de type C entre le moteur et les pompes devra être déterminé ainsi que la longueur de ces courroies. Le type et le diamètre des poulies sur lesquelles elles logeront est aussi un élément à déterminer. On peut retrouver ces poulies et courroies très facilement dans le catalogue Browning. Il faudra regarder, pour chaque pièce, si une lubrification est nécessaire et si oui, à quelle fréquence. Avec les informations que l'on a, le type d'huile utilisé pour l'hydraulique de la machine devra être choisi. Sur tous les vérins, des rotules de type femelles devront être utilisées afin de contrer le désalignement des pièces. Ces rotules devront être choisies. La marque Aurora est suggérée pour ces pièces.

Avant de commencer les plans de fabrication, une revérification des calculs réalisés et des pièces employées devrait être faite. Des appels d'offres pourraient être fait afin de savoir si d'autres marques de pièces que celle proposée offrent des produits équivalents à moins cher afin de réduire encore les coûts de fabrication. Il serait bon de confier la réalisation des plans et devis à un technicien expert en la matière. Pour finir, un manuel de l'utilisateur devrait être produit afin d'indiquer les consignes de sécurité à respecter, la durée de vie des pièces, le type de lubrification à employer, à quelle fréquence lubrifier le tout, les bris possibles et les solutions à ces bris et dans quelle condition atmosphérique utiliser la machine.

6. Bibliographie

[1] Apache Forest Products inc., [en ligne];
http://apacheforest.com/index.html;
Consulté le 14 septembre 2011.

[2] Hud-son Forest Equiepement inc. [en ligne];
http://www.hud-son.com/index.html;
Consulté le 14 septembre 2011.

[3] Moye-Picard Salt; [en ligne];
http://www.moyne-picard.fr/combine-rca-400-joy.html;
Consulté le 10 octobre 2011.
[4] Gouvernement du Canada. Du bon bois de chauffage : la clé d'un chauffage au bois efficace. [en ligne];
http://www.creat08.ca/pdf/even_coll/bois/FicheinfoBoisdechauffage.pdf;
Consulté le 17 octobre 2011.

[5] G. BUDYNAS, Richard; NISBETT, J. Keith (2011) Shigley's Mechanical Engineering Design 9th ed. New York: Mc Graw Hill, 1082 p.

[6]BAZERGUI, André; BUI-QUOC, Thang; BIRON, André (2002) Résistance des matériaux troisième édition. Montréal : Presses internationnales Polytechnique, 715 p.

[7] Martin Sprocket (2010) Heavy Duty conveyor pulleys. Arlington: Martin Sprocket, 38 p.

[8] NTN corporation(2007) Bearing Units (Cat. No. 2400-IX/E). États-Unis: NTN Corporation, 507 p.

[9] Goodyear (année inconnue), Wood Sawyer Plus and Wood Sawyer, 6 p.

[10] Flexco (2003), Systèmes d'agrafes Flexco pour applications Lourdes. États-Unis : Flexco, 28 p.

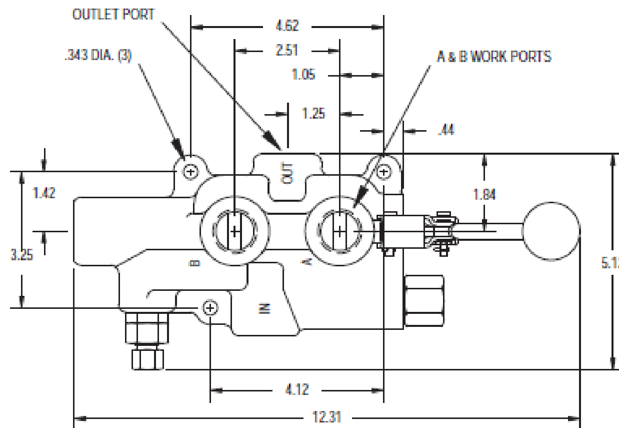
[11] Strongco (année inconnue) Rouleaux Transporteurs.

[12] ST-GEORGES, Lyne (2011), Notes de cours du cours Calcul et conception de machines. Saguenay : Université du Québec à Chicoutimi, 11 chapitres.

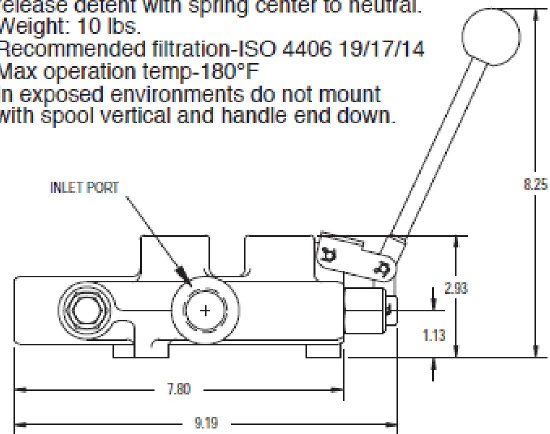
ANNEXES

Annexe A Distributeur à manette LS3000

MODEL LS3000 DIMENSIONAL DATA



SPECIFICATIONS:
1. Max design and test pressure 2750 PSI
2. Max tank port pressure-150 PSI
3. Flow rating-25 GPM max.
4. Relief valve setting-2250 PSI
5. This valve has one position pressure release detent with spring center to neutral.
6. Weight: 10 lbs.
7. Recommended filtration-ISO 4406 19/17/14
8. Max operation temp-180°F
9. In exposed environments do not mount with spool vertical and handle end down.



STANDARD FEATURES
- Hydraulically balanced, hard chrome plated spool
- Handle can be installed in “up” or “down” position
- Detent release pressure adjustable from 1000 to 2000 PSI
- For use with system flows up to 25 GPM
- Relief valve adjustable up to 2750 PSI
- Tandem center spool (in neutral position, both work ports blocked, pump unloaded to tank)
- Ideal for log-splitter applications. Available with 3/4” NPTF work ports for higher flow applications

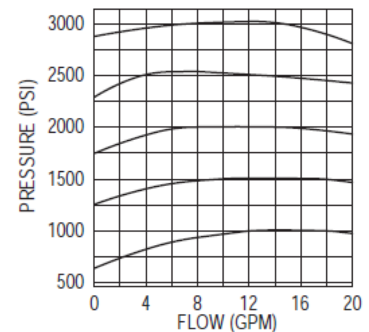
PARTS LIST - LOG SPLITTER VALVES

ITEM	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	660130001	HANDLE KIT
2	660125004	RELIEF KIT
3	660130004	SPRING CENTER KIT
4	660330003	DETENT SLEEVE & PISON SUB-ASSY
5	660330002	DETENT ADJUSTING CARTRIDGE
6	660130007	COMPLETE PRESSURE RELEASE DETENT KIT
7	660530001	SEAL KIT (CONTAINS SEALS FOR SPOOL AND DETENT)

LS-3000, RD-2500 PRESSURE DROP, RELIEF CURVE AND STANDARD MODELS

PRESSURE DROP

FLOW (GPM)	RD-2500 INLET TO OUTLET	RD-2500 INLET TO A OR B	RD-2500 A OR B TO OUTLET	LS-3000 INLET TO OUTLET	LS-3000 INLET TO A OR B	LS-3000 A OR B TO OUTLET
	110 SUS OIL AT 115° Δ P-PSI					
5	5	20	8	3	5	4
10	9	39	15	5	11	13
15	19	60	32	7	23	24
20	31	90	54	11	40	42



STANDARD VALVES AVAILABLE

Martin

Drum Pulleys

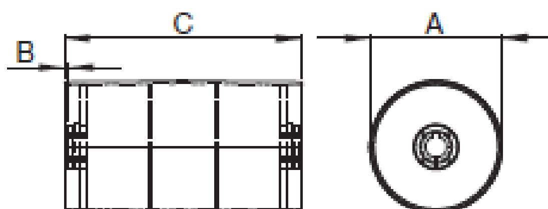
Machined Drum Pulleys — Crowned or Flat



Martin's Machined Drum Pulleys are manufactured from thick wall pipe or tubing, then machined on a lathe to form the crown and ensure minimum runout in operation.

Our Machined Drum Pulleys are the heaviest in the business, featuring a 3/8" minimum end disc, or 3/4" thick integral hub and end discs, minimum 1/4" rims and 1/4" center plates. Because each pulley has been machined, the pulley is the thickest in the center where the load is the highest.

Our Machined Drum Pulleys run more concentric than pulleys made by the "expansion" method. This ensures better belt tracking and less vibration transferred to the bearings.



FEATURES:

- 4 to 10-3/4" Diameter
- 3/8" minimum End Disc
- 1/4" minimum Center Plates
- Several Hub/Bushing systems available

OPTIONS:

- Lagging
- Shafting
- Bearing Assemblies
- Take-Up Systems

Estimated Machined Drum Pulley Weights

Diameter (A)	Hub	Max Bore	Setback (B)•	Face Width (C)									
				8	14	20	26	32	38	44	51	57	63
4	XT15	1-7/16	3/4	9	13	18	22	32	37	43	49	54	59
4-1/2"	XT15	1-7/16	3/4	15	21	27	33	39	45	51	58	64	70
4-1/2"	XT20	1-15/16	3/4	16	22	28	34	40	46	52	59	65	71
5	XT15	1-7/16	3/4	17	24	31	37	44	51	58	63	72	79
5	XT20	1-15/16	3/4	18	25	32	38	45	52	59	64	73	80
5-1/2"	XT15	1-7/16	3/4	19	26	33	41	48	56	63	72	79	87
5-1/2"	XT20	1-15/16	3/4	21	28	35	43	50	58	65	74	81	89
6	XT20	1-15/16	3/4	23	31	39	47	55	63	71	81	89	97
6	XT25	2-7/16	3/4	26	34	42	50	58	66	74	84	92	100
6-1/2"	XT20	1-15/16	3/4	27	38	49	60	70	81	92	105	115	126
6-1/2"	XT25	2-7/16	3/4	29	40	51	62	72	83	94	107	117	128
8	XT25	2-7/16	3/4	36	47	58	70	81	92	104	117	128	140
8	XT30	2-15/16	7/8	38	49	66	72	83	94	106	119	130	142
8-1/2"	XT25	2-7/16	3/4	43	58	73	87	102	117	131	149	163	178
8-1/2"	XT30	2-15/16	7/8	45	60	75	89	104	119	133	151	165	180
10	XT25	2-7/16	3/4	50	64	79	93	107	122	136	153	167	182
10	XT30	2-15/16	7/8	52	66	81	95	109	124	138	155	169	184
10	XT35	3-7/16	7/8	58	72	87	101	115	130	144	161	175	190
10-3/4"	XT25	2-7/16	3/4	66	76	93	111	130	148	167	188	207	226
10-3/4"	XT30	2-15/16	7/8	69	79	96	114	133	151	170	191	210	229
10-3/4"	XT35	3-7/16	7/8	75	85	101	120	139	157	176	197	216	235

"Nominal

• General position for bushing face – for position per application consult engineering.

Consult Factory for dimensional and weight specifications of sizes not shown.

Annexe C Manchons coniques

Martin

Conveyor Bushings

QD Short Bushings & Taper Bushings also Available.
Please See General Catalog, Section B For More Information.

Martin's MXT & CXT Bushings are available from stock to fit all popular pulley sizes. Martin stocks both MXT & CXT Bushings in a wide range of bore sizes per hub. Both the MXT & CXT Bushing offers a 2" per foot taper, which reduces end disc pre-stressing, as well as increasing clamping force.

All bushings size 50 and larger feature full depth keys.

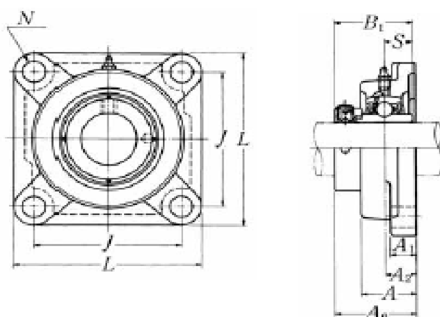
MXT™/ CXT™ Bushing Dimensions

Part Number		Max. Bore (In.)	Dimensions				Cap Screws		Wt. Lbs. (Approx)	Standard Stock Bores		Wrench Torque (Ft./Lbs.)
Cast / Ductile	Steel		Length thru Bore (L)	Flange Width (B)	Flange O.D. (OD)	Bolt Circle (BC)	No.	Size		Stock Bore (Inches)	Keyway*	
MXT15	CXT15	1-1/2	1-1/8	3/8	2-7/8	2-7/16	4	1/4 x 1	0.7	5/8, 3/4, 7/8	3/16 x 3/32	8
										1, 1-1/8, 1-3/16, 1-1/4	1/4 x 1/8	
										1-7/16, 1-1/2	3/8 x 1/8*	
MXT20	CXT20	2	1-13/32	15/32	3-3/4	3-3/16	4	5/16 x 1-1/4	1.5	3/4	3/16 x 3/32	17
										1, 1-3/16, 1-1/4	1/4 x 1/8	
										1-7/16, 1-1/2, 1-11/16	3/8 x 3/16	
										1-15/16, 2	1/2 x 3/16*	
MXT25	CXT25	2-1/2	1-7/8	5/8	4-7/16	3-3/4	4	3/8 x 1-3/4	2.6	1, 1-3/16, 1-1/4	1/4 x 1/8	29
										1-7/16, 1-1/2, 1-11/16	3/8 x 3/16	
										1-15/16, 2, 2-3/16	1/2 x 1/4	
										2-7/16	5/8 x 1/8*	
MXT30	CXT30	3	2-1/16	11/16	5-5/16	4-9/16	4	7/16 x 1-1/2	4.2	1-7/16, 1-1/2	3/8 x 3/16	46
										1-15/16, 2-3/16	1/2 x 1/4	
										2-7/16, 2-11/16	5/8 x 5/16	
										2-15/16	3/4 x 3/16*	
MXT35	CXT35	3-1/2	2-15/32	25/32	6-5/16	5-7/16	4	1/2 x 1-3/4	7.4	1-15/16, 2-3/16	1/2 x 1/4	70
										2-7/16, 2-11/16	5/8 x 5/16	
										2-15/16	3/4 x 3/8	
										3-7/16	7/8 x 5/16*	
MXT40	CXT40	4	2-13/16	7/8	7-1/8	6-1/8	4	9/16 x 2	10.5	2-7/16	5/8 x 5/16	100
										2-15/16	3/4 x 3/8	
										3-7/16	7/8 x 7/16	
										3-15/16	1 x 3/8*	
MXT45	CXT45	4-1/2	3-5/16	15/16	8	6-7/8	4	5/8 x 2-1/4	14.8	3-7/16	7/8 x 7/16	140
										3-15/16	1 x 1/2	
										4-7/16	1 x 3/8*	
MXT50	CXT50	5	3-3/4	1	10-1/8	8-5/16	4	3/4 x 2-1/2	27.8	3-15/16, 4-7/16	1 x 1/2	250
										4-15/16	1-1/4 x 5/8	
MXT60	CXT60	6	4-1/8	1-1/8	11-15/16	9-7/8	4	7/8 x 2-1/2	42.8	5-7/16, 5-1/2	1-1/4 x 5/8	400
										5-15/16, 6	1-1/2 x 3/4	
MXT70	CXT70	7	4-11/16	1-5/16	13-15/16	11-9/16	4	1x 3	66.3	6-7/16, 6-1/2	1-1/2 x 3/4	600
										6-15/16, 7	1-3/4 x 3/4	
MXT80	CXT80	8	5-1/8	1-3/8	15-5/8	12-7/8	4	1-1/8 x 3-1/2	85.7	7-1/2	1-3/4 x 3/4	750
										7-15/16, 8	2 x 3/4	
MXT100	CXT100	10	6-3/16	1-9/16	17-15/16	15-9/16	6	1-1/8 x 3-1/2	146.0	8-1/2, 9	2 x 3/4	750
										9-7/16, 9-1/2, 10	2-1/2 x 7/8	
MXT120	CXT120	12	7-1/16	1-3/4	20-5/8	18-3/16	8	1-1/8 x 3-1/2	216.0	10-1/2, 11	2-1/2 x 7/8	750
										11-1/2, 12	3 x 1	

* Keystock provided for non-standard keyways.

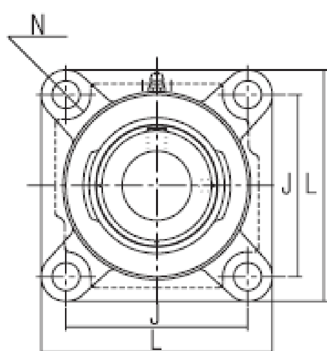
Annexe D Palier en fonte

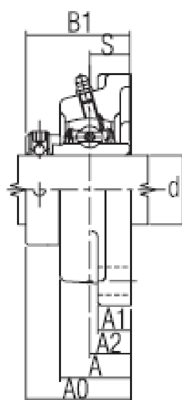
Palier applique en fonte
Serrage par collier excentrique



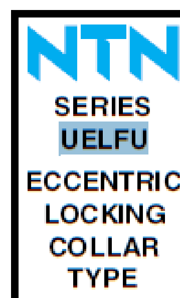
Diamètre d'arbre mm pouces	Désignation du palier complet [1]	Dimensions mm pouces L	J	A_2	A_1	A	N	A_0	B_1	S	Taille de boulon mm pouces	Désignation du roulement
20	UELFU204D1W3	86	63.5	19	15	29.5	11.5	45.6	43.7	17.1	M10	UEL204 D1W3
3/4	UELFU204-012D1W3	3 3/8	2 1/2	3/4	19/32	1 5/32	29/64	1 51/64	1.720	0.673	3/8	UEL204-012D1W3
25	UELFU205D1W3	96	70	19	15	30	11.5	45.9	44.4	17.5	M10	UEL205D1W3
13/16	UELFU205-013D1W3											UEL205-013D1W3
7/8	UELFU205-014D1W3	3 25/32	2 3/4	3/4	19/32	1 3/16	29/64	1 13/16	1.748	0.689	3/8	UEL205-014D1W3
15/16	UELFU205-015D1W3											UEL205-015D1W3
1	UELFU205-100D1W3											UEL205-100D1W3
30	UELFU206D1W3	109	82.5	20	16	33	11.5	50.1	48.4	18.3	M10	UEL206D1W3
1 1/16	UELFU206-101D1W3											UEL206-101D1W3
1 1/8	UELFU206-102D1W3	4 9/32	3 1/4	25/32	5/8	1 5/16	29/64	1 31/32	1.906	0.720	3/8	UEL206-102D1W3
1 3/16	UELFU206-103D1W3											UEL206-103D1W3
1 1/4	UELFU206-104D1W3											UEL206-104D1W3
35	UELFU207D1W3	118	92	21	17	36	14	53.3	51.1	18.8	M12	UEL207D1W3
1 1/4	UELFU207-104D1W3											UEL207-104D1W3
1 5/16	UELFU207-105D1W3	4 21/32	3 5/8	53/64	21/32	1 13/32	35/64	2 3/32	2.012	0.740	1/2	UEL207-105D1W3
1 3/8	UELFU207-106D1W3											UEL207-106D1W3
1 7/16	UELFU207-107D1W3											UEL207-107D1W3
40	UELFU208D1W3	131	101.5	24	17	39	14	58.9	56.3	21.4	M12	UEL208D1W3
1 1/2	UELFU208-108D1W3	5 5/32	4	15/16	21/32	1 17/32	35/64	2 5/16	2.217	0.843	1/2	UEL208-108D1W3
1 9/16	UELFU208-109D1W3											UEL208-109D1W3
45	UELFU209D1W3	137	105	24	18	40	16	58.9	56.3	21.4	M14	UEL209D1W3
1 5/8	UELFU209-110D1W3											UEL209-110D1W3
1 11/16	UELFU209-111D1W3	5 13/32	4 9/64	15/16	23/32	1 9/16	5/8	2 5/16	2.217	0.843	1/2	UEL209-111D1W3
1 3/4	UELFU209-112D1W3											UEL209-112D1W3
50	UELFU210D1W3	144	111	28	20	46	18	66.1	62.7	24.6	M16	UEL210 D1W3
1 13/16	UELFU210-113D1W3											UEL210-113D1W3
1 7/8	UELFU210-114D1W3	5 21/32	4 3/8	1 7/64	25/32	1 13/16	45/64	2 39/64	2.469	0.969	5/8	UEL210-114D1W3
1 15/16	UELFU210-115D1W3											UEL210-115D1W3
2	UELFU210-200D1W3											UEL210-200D1W3

Remarque : 1) Ces désignations représentent des séries relubrifiables. Pour une série sans entretien, ôter le suffixe « D1 » de la référence.
Note : Veuillez vous reporter à la page 25 pour la taille du graisseur.





Units: Millimeters
INCHES



FLANGED UNITS - ULTRA CLASS CAST IRON HOUSING (4 BOLT)

Part Number	Nominal Dimensions										Lube Hole of Housing	Basic Load Ratings (lbf)	
	d	L	J	A2	A1	A	N	A0	B1	S		dynamic Cr	static Cor
UELFU-1/2	0.5000	76	54	17	13	28	10.7	42.1	37.3	12.4	1/4-28UNF	2160	1030
UELFU-9/16	0.5625	3	2 1/8	21/32	1/2	1 7/64	27/64	1 21/32	1.469	0.488			
UELFU-5/8	0.6250												
UELFU-11/16	0.6875												
UELFU-3/4	0.7500	86	63.5	19	15	29.5	10.7	45.6	43.7	17.1	1/4-28UNF	2890	1500
		3 3/8	2 1/2	3/4	19/32	1 5/32	27/64	1 51/64	1.720	0.673			
UELFU-13/16	0.8125	96	70	19	15	30	11.5	46	44.4	17.5	1/8-27NPT	3150	1770
UELFU-7/8	0.8750	3 25/32	2 3/4	3/4	19/32	1 3/16	29/64	1 13/16	1.748	0.689			
UELFU-15/16	0.9375												
UELFU-1	1.0000												
UELFU-1 1/16	1.0625	109	82.5	20	16	33	11.5	50	48.4	18.3	1/8-27NPT	4400	2540
UELFU-1 1/8	1.1250	4 9/32	3 1/4	25/32	5/8	1 5/16	29/64	1 31/32	1.906	0.720			
UELFU-1 3/16	1.1875												
UELFU-1 1/4S	1.2500												
UELFU-1 1/4	1.2500	118	92	21	17	36	13.1	53.2	51.1	18.8	1/8-27NPT	5750	3450
UELFU-1 5/16	1.3125	4 21/32	3 5/8	53/64	21/32	1 13/32	33/64	2 3/32	2.012	0.740			
UELFU-1 3/8	1.3750												
UELFU-1 7/16	1.4375												
UELFU-1 1/2	1.5000	131	101.5	24	17	39	13.1	58.7	56.3	21.4	1/8-27NPT	6550	4000
UELFU-1 9/16	1.5625	5 5/32	4	15/16	21/32	1 17/32	33/64	2 5/16	2.217	0.843			
UELFU-1 5/8	1.6250	137	105	24	17	40	13.1	58.7	56.3	21.4	1/8-27NPT	7350	4600
UELFU-1 11/16	1.6875	5 13/32	4 1/8	15/16	23/32	1 9/16	33/64	2 5/16	2.217	0.843			
UELFU-1 3/4	1.7500												
UELFU-1 13/16	1.8125	144	111	28	20	46	17.1	66.3	62.7	24.6	1/8-27NPT	7900	5200
UELFU-1 7/8	1.8750	5 21/32	4 3/8	1 7/64	25/32	1 13/16	43/64	2 39/64	2.469	0.969			
UELFU-1 15/16	1.9375												
UELFU-2S	2.0000												
UELFU-2	2.0000	163	130	31	21	49	17.1	74.6	71.4	27.8	1/8-27NPT	9750	6550
UELFU-2 1/16	2.0625	6 13/32	5 1/8	1 7/32	13/16	1 15/16	43/64	2 15/16	2.811	1.094			
UELFU-2 1/8	2.1250												
UELFU-2 3/16	2.1875												
UELFU-2 1/4	2.2500	175	143	34	21	53	17.1	81	77.8	31	1/8-27NPT	11800	8150
UELFU-2 5/16	2.3125	6 7/8	5 5/8	1 11/32	13/16	2 3/32	43/64	3 3/16	3.063	1.220			
UELFU-2 3/8	2.3750												
UELFU-2 7/16	2.4375												
UELFU-2 5/8	2.6250	193	149	38	22	62	16.3	89.7	85.7	34.1	1/8-27NPT	14000	9900
UELFU-2 11/16	2.6875	7 19/32	5 7/8	1 1/2	7/8	2 7/16	41/64	3 17/32	3.374	1.344			
UELFU-2 13/16	2.8125	200	152	41	22	65	19.8	95.6	92	37.3	1/8-27NPT	14900	11100
UELFU-2 7/8	2.8750	7 7/8	6	1 39/64	7/8	2 9/16	25/32	3 49/64	3.622	1.469			
UELFU-2 15/16	2.9375												
UELFU-3	3.0000												

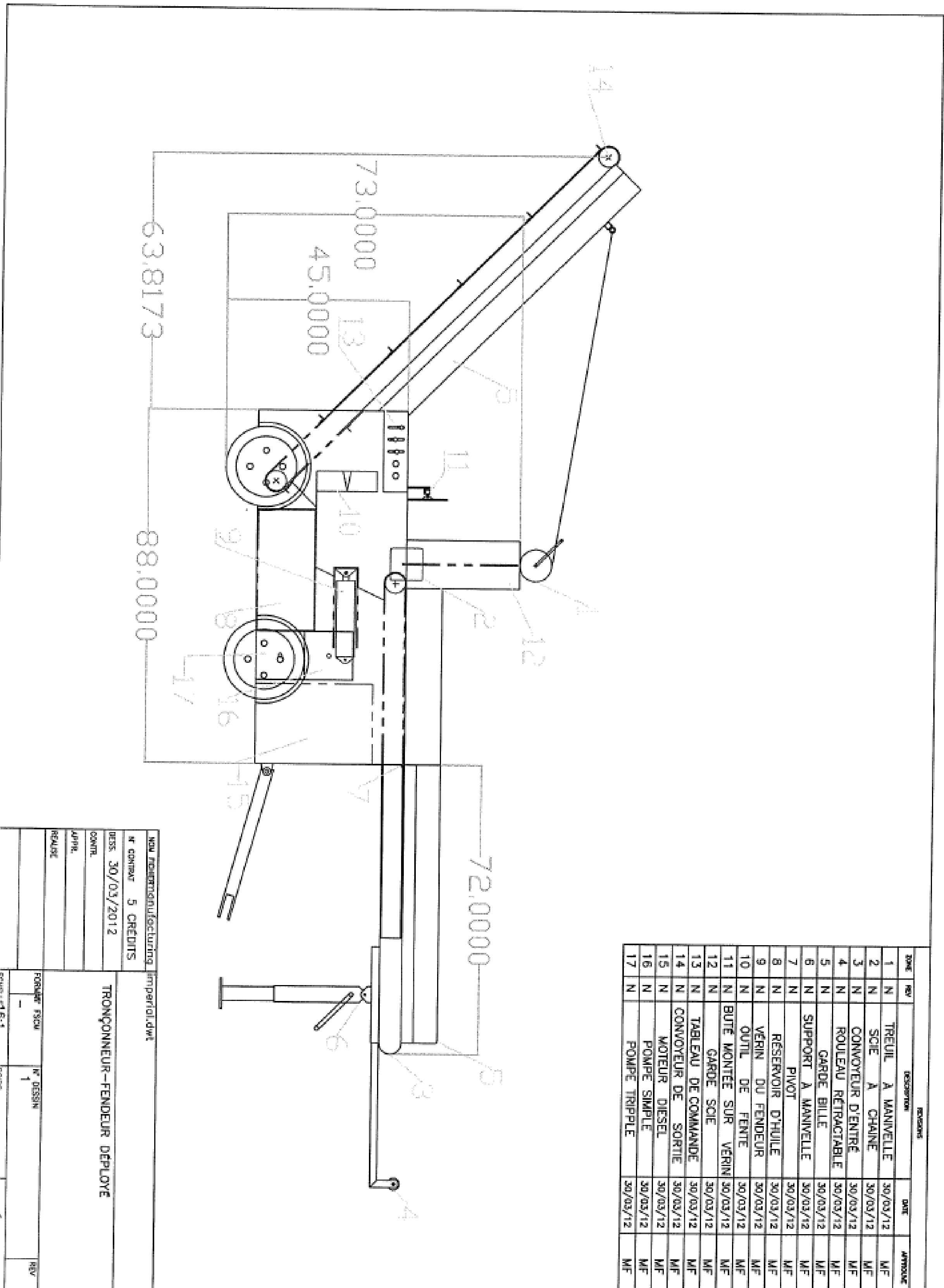
Note: Metric Sizes available. The production and shipment of black oxide coated inserts will be introduced as a rolling change. This is denoted with an M at the end of the current part number. Please consult NTN for availability.

Annexe E Paramètres analysés

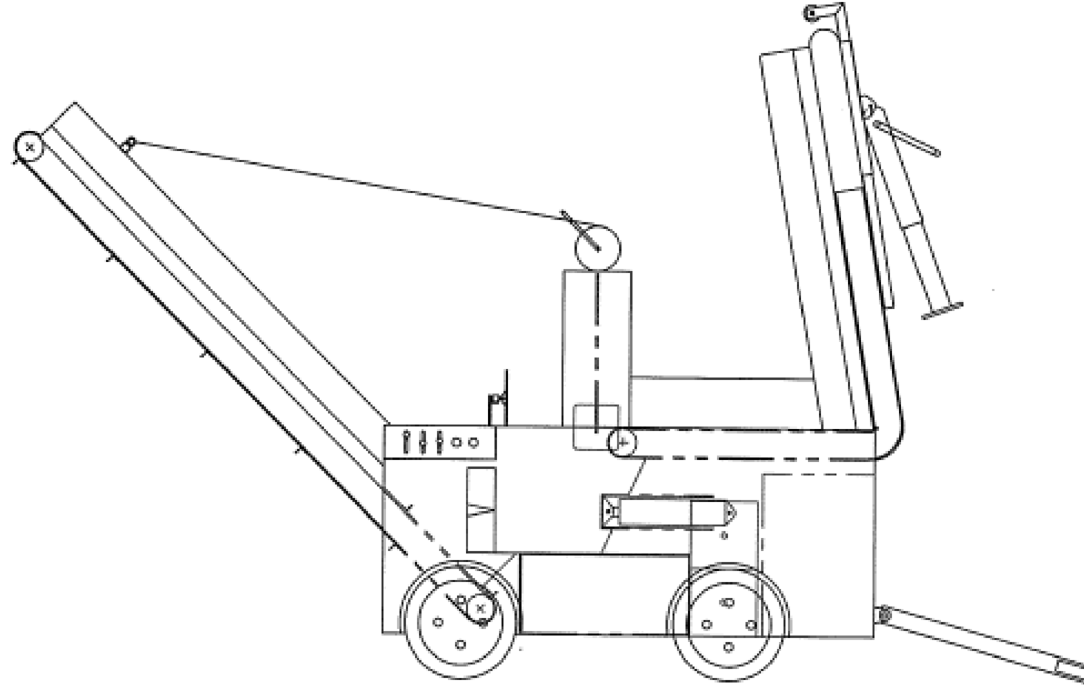
Élément considéré	Paramètre	Nommenclature	Unités	Formule (si applicable)
Convoyeur	Longueur	L	Pi	
	Largeur	l	Po	
	Inclinaison	Θ	degré	
Courroie	Modèle			
	Longueur	L_c	Pi	
	Largeur	l_c	Po	
	Poids de 1/2 courroie	W_B	Lbs	
	Tension maximale admise	T_{max}	Lbs	
Matériel transporté	Nature du matériel			
	Poids spécifique	ρ	Lbs/pi³	
	Quantité maximum admise sur le convoyeur			
	Poids de chargement maximum	W_L	Lbs	
Données techniques	Vitesse de transport de la courroie	V	pi/min	
	Coefficient de friction entre la courroie et l'acier	μ_1		
	Coefficient de friction entre la courroie et le tambour de caoutchouc	μ_2		
Calculs généraux	Accélération	a	pi/s²	
	Force requise pour accélérer la charge au démarrage dû à l'extension de la courroie			$\frac{W_L + 2W_B}{32.2} * a$
	Force requise pour élever ou abaisser la charge			$W_L Sin\theta$
	Force normale à la courroie	N		$(W_L + W_B)Cos\theta$
	Force requise pour vaincre la friction courroie/acier	Ff		$F_f = \mu_1 * N$

	Force utile nécessaire au fonctionnement du convoyeur	Fu		$F_u = T_1 - T_2$
Vérification du choix de la courroie	Arc d'enroulement	A	Radian	
		R		$R = \frac{T_1}{T_2} = e^{\mu_2 \alpha}$
				Si T1 < Tmax --> ok. Si T1>Tmax --> mauvais choix de courroie
Calcul de la motorisation	Puissance théorique		Hp	$\frac{F_U * V}{33000}$
	Puissance nécessaire		Hp	1,4*puissance théorique
	Puissance installé		Hp	La puissance installé ne doit pas être plus petite que la puissance théorique, mais peut être plus grosse.
Diamètre du rouleau de commande	% de tension dans la courroie			
	Diamètre recommandé selon la table			
Diamètre de l'arbre du rouleau de commande	Moment Fléchissant	M	Lbs*po	
	Torsion	T	Lbs*po	

Annexe F Croquis du tronçonneur-fendeur



REVISIONS				
ZONE	REV	DESCRIPTION	DATE	APPROUVÉ



NOM FICHIER manufacturing imperial.dwt			
N° CONTRAT 5 CRÉDITS	TRONÇONNEUR–FENDEUR REPLIÉ		
DESS. 30/03/2012			
CONTR.			
APPR.			
RÉALISÉ			
	FORMAT FSCM –	N° DESSIN 2	REV
	ECHELLE 16:1	POIDS	FEUILLE 2